

Technická univerzita v Liberci
Fakulta strojní
Katedra textilních a jednoúčelových strojů



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
[www tul cz](http://www.tul.cz)



Disertační práce

Na téma:

Mechatronický systém rozvádění příze
Mechatronic System of Yarn Traversing

2013

Vypracoval: Ing. Petr Žabka
Školitel: prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.
Studijní program: P2302 - Stroje a zařízení
Studijní obor: 2302V010 Konstrukce strojů a zařízení
Zaměření: Textilní a oděvní stroje

Počet stran: 84
Počet stran příloh: 64

Předmluva

Na tomto místě bych chtěl poděkovat mému školiteli prof. Ing. Jaroslavu Beranovi, CSc. za to, že mě přivedl k tomuto zajímavému tématu, za čas který věnoval vedení mé práce a za to, že mi zajistil prostředky, abych mohl tuto práci realizovat.

Dále musím poděkovat Ing. Vratislavu Procházkovi, CSc. za to, že naprogramoval a nastavil servopohony tak, aby plnily požadovanou funkci a za jeho cenné rady v oblasti servopohonů.

Také děkuji Ing. Janu Valterovi za jeho neocenitelnou spolupráci, jak při měření materiálových vlastností tyče, tak při měření na celkových modelech.

Dále bych rád poděkoval kolegům z fakulty mechatroniky, informatiky a mezioborových studií doc. Ing. Pavlu Rydlovi, Ph.D., Ing. Martinu Diblíkovi, Ph.D. a Ing. Petru Vášovi za podmětne rady a připomínky v oblasti řízení a regulace servopohonů.

V neposlední řadě děkuji své rodině a přátelům za podporu, kterou mi v době doktorského studia projevili.

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou doktorskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé doktorské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li doktorskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Doktorskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím doktorské práce a konzultanty.

Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and consultants.

Datum / Date:

Podpis / Signature:

Anotace

Disertační práce se zabývá systémem rozvádění na rotorových doprácích strojích. Jedná se o systém, který zajišťuje přímočarý vratný pohyb vodičů příze při navíjení. V současnosti se k tomu nejčastěji využívají centrální systémy s rozváděcí tyčí, která může dosahovat délky několika desítek metrů. To využívá i původní konstrukce, jejíž úprava je předmětem této práce. Tato konstrukce pohání tyč pomocí servopohonu s klikovým mechanismem. Jedná se tedy o mechatronický systém.

Na základě analýzy jsou navrženy dvě nové koncepce. Je zjištěno, že hlavní omezení spočívá v délce tyče, a proto jsou nové konstrukce založeny na umístění pohonů na oba její konce. Jedna varianta je se spřaženými pohony, kdy jsou pohony společně připojeny k jedné tyči. Druhá varianta je s nezávislými pohony, kdy je rozváděcí tyč rozdělena na dvě tyče poloviční délky.

Jak pro původní, tak pro nová řešení jsou provedeny simulace a měření. Pro účely simulací jsou v prostředí Matlabu sestaveny mechatronické modely. Servopohon je přitom popsán na základě dq modelu a rozváděcí tyč využívá 1D MKP popis. K ověření simulací jsou provedena měření pro identifikaci servopohonu se setrvačníky, měření vlastní frekvence tyče a především měření na reálných modelech rozváděcích systémů při provozních podmínkách.

Ze simulací a měření bylo získáno množství dat. Z nich vyplývá, že navržená koncepce se spřaženými pohony není stabilní, a to jak v matematickém modelu, tak při zkouškách. Naopak konstrukce s nezávislými pohony vykazuje výrazné zlepšení oproti původní variantě. Také je ověřeno, že se výsledky ze simulací dobře shodují s výsledky z měření.

Novou koncepcí rozdělením tyče na dvě lze výrazně zvýšit produktivitu. Buď je možné při zachování délky stroje zvýšit zároveň rychlost i kvalitu rozvádění, nebo lze za stejných podmínek dosáhnout dvojnásobné délky stroje. Potvrzuje se tak předpoklad, že rozváděcí tyč představuje nejslabší článek systému. Zároveň je tím podpořen vývoj směrem ke skupinovým či individuálním systémům rozvádění.

Klíčová slova

mechatronika, rozvádění příze, navíjení, rotorový doprácí stroj, klikový mechanismus, dq model, metoda konečných prvků

Abstract

The thesis deals with the traversing system of rotor spinning machines. It is a system that ensures reciprocating movement of yarn guides during winding. In the present day the most frequently used systems are central with traversing rod, which can reach a length of several tens of meters. The subject of this work is a modification of original structure that uses such a system. This structure drives the rod using a crank mechanism with servomotor. It is therefore a mechatronic system.

Two new concepts are proposed based on the analysis. The main limitation is the length of the rod. Because of that the new designs are based on locating servomotors on both of its ends. One variant is with coupled drives where the servomotors are connected together to a single rod. The second variant is with independent drives, where the rod is divided into two half-length rods.

Simulations and measurements are performed for the original and new solutions. Mechatronic models in Matlab are compiled for the purposes of simulation. The servomotor is described by the dq model and the traversing rod uses 1D FEM description. Measurements such as the identification of the actuator with flywheels, measuring the natural frequency of the rod and especially measurements on real models of traversing systems at operating conditions are carried out to validate the simulations.

Large amounts of data have been obtained from simulations and measurements. The mathematical model and the tests both show that the proposed approach with coupled drives is not stable. The design with the independent drives, however, shows significant improvement over the original version. The agreement between the simulation results and the measurements is also proven.

The new concept of dividing the rod can significantly increase productivity. It is possible either to increase the speed and quality of traversing with the same length of the machine or, under the same conditions, to achieve twice the length of the machine. This verifies the assumption that the traversing rod is the weakest spot of the system. The development towards more individual traversing systems is also supported.

Key words

mechatronics, yarn traversing, winding, rotor spinning machine, crank mechanism, dq model, finite element method

1 Obsah

1 Obsah.....	7
2 Úvod.....	9
3 Současný stav.....	11
3.1 Stavba cívky.....	11
3.1.1 Druhy vinutí.....	12
3.1.2 Vady cívek.....	14
3.2 Systémy navíjení.....	15
3.2.1 Centrální systémy rozvádění na BD strojích.....	19
3.3 Patentová rešerše.....	22
3.3.1 Stručný popis vybraných patentů.....	24
4 Analýza problematiky.....	26
4.1 Souhrn současného stavu.....	26
4.2 Cíl práce.....	27
5 Návrh nového systému.....	30
5.1 Systém se dvěma spřaženými pohony.....	31
5.2 Systém se dvěma nezávislými pohony.....	32
6 Matematický model.....	33
6.1 Předpoklady a zjednodušení.....	33
6.1.1 Idealizace mechanické části.....	33
6.1.2 Idealizace servopohonu.....	35
6.1.3 Vliv teplotní změny.....	36
6.2 Sestavení modelu.....	37
6.2.1 Struktura dynamického modelu.....	37
6.2.2 Předpis rozváděcí funkce.....	38
6.2.3 Model klikového mechanismu.....	40
6.2.4 Model servopohonu.....	40
6.2.5 Model rozváděcí tyče.....	43
6.2.6 Stabilita výpočtu a volba numerické metody.....	45
6.3 Identifikace systému.....	46
6.3.1 Identifikace vlastností RT.....	47

6.3.2 Identifikace servopohonu.....	48
7 Konstrukce zkušebního zařízení.....	54
7.1 Konstrukce setrvačnicku pro identifikaci pohonu.....	54
7.2 Konstrukce zkušebního zařízení se dvěma pohony.....	55
7.2.1 Konstrukce pružné spojky.....	56
7.3 Úprava algoritmu řízení.....	58
7.3.1 Úprava měření nulové pozice kliky.....	58
8 Měření a simulace.....	60
8.1 Původní konstrukce.....	60
8.1.1 Simulace.....	60
8.1.2 Měření.....	63
8.2 Konstrukce se spřaženými pohony.....	67
8.2.1 Simulace.....	67
8.2.2 Zkoušky.....	68
8.3 Konstrukce s nezávislými pohony.....	69
8.3.1 Simulace.....	69
8.3.2 Měření.....	70
9 Vyhodnocení získaných dat.....	73
9.1 Porovnání výsledků simulace vůči měření.....	73
9.1.1 Vlastní frekvence tyče.....	73
9.1.2 Dynamické chování celé soustavy.....	74
9.2 Srovnání variant řešení.....	75
10 Závěr.....	78
11 Literatura.....	80
12 Seznam příloh.....	84

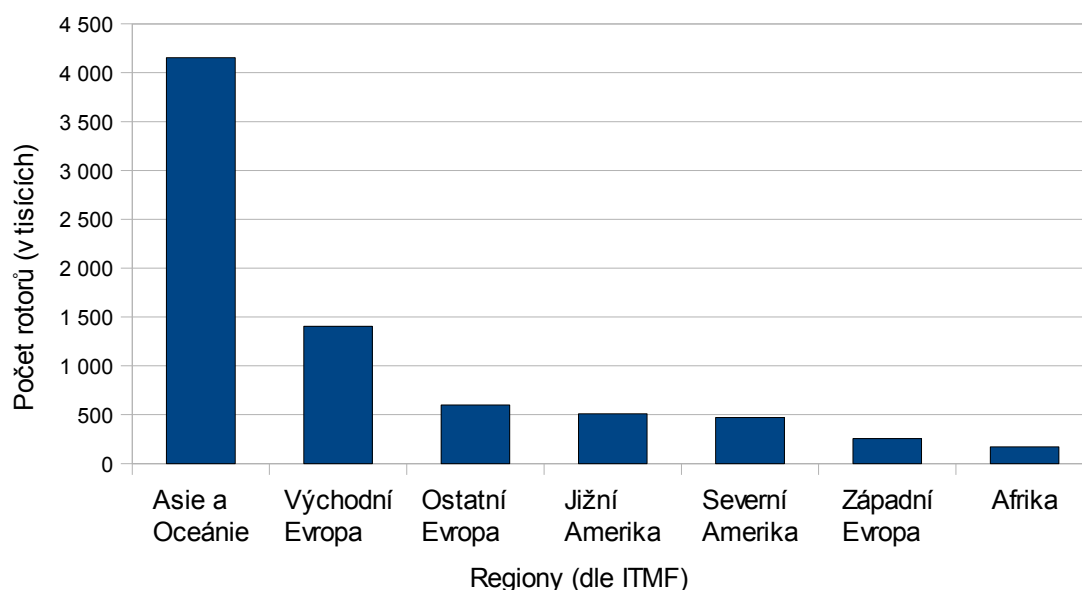
2 Úvod

Disertační práce se zabývá výzkumem nového systému rozvádění příze na rotorových dopřádacích strojích s využitím moderních, elektronicky řízených, pohonů. Konkrétněji se zaměřuje na princip s rozváděcí tyčí na obou koncích poháněnou přes klikový mechanismus servopohonů. Jedná se o rozšíření a zdokonalení již realizovaného systému rozvádění pomocí jednoho klikového mechanismu.



Obr. 2.1: Rotorový dopřádací stroj Rieter R60

Rotorové dopřádací stroje, též známé pod označením bezvřetenové dopřádací (BD) stroje, slouží k výrobě příze přímo z pramene. Jedná se o velké průmyslové stroje, často dlouhé několik desítek metrů a osazené jednotkami z obou stran, jako například stroj na obrázku 2.1 [1]. Po prstencovém dopřádání se jedná o druhý nejrozšířenější způsob výroby příze, následovaný tryskovým předěním. Odhadovaný celosvětový počet instalovaných rotorů v roce 2010 byl 7,6 milionů, zatímco počet prstencových jednotek byl ve stejném roce 258 milionů [2 str. 10]. Přitom je ale potřeba brát do úvahy, že produkce jednoho rotoru je 7 až 10 krát vyšší než produkce prstencové jednotky [3]. Rozložení počtu rotorů v roce 2010 dle regionů je zobrazeno na obrázku 2.2.



Obr. 2.2: Odhad počtu instalovaných rotorů v roce 2010 podle regionů [2]

První patent na technologii rotorového předení byl podán S. E. Berthelsenem již v roce 1937. První funkční konstrukce však byla navržena až roku 1951 J. Meimbergem z firmy Spinnbau, ale vzhledem k nízké produkci byl další vývoj zastaven. Teprve v roce 1965 byl na výstavě v Brně představen první stroj schopný průmyslové výroby. Jednalo se o stroj KS 200 firmy VÚB československé výroby, jenž byl o dva roky později následován strojem BD 200, který se stal prvním průmyslově využitým BD strojem na světě [3], [4].

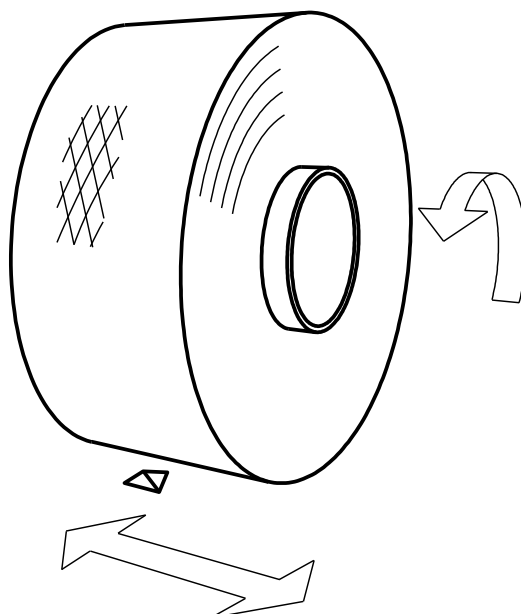
Od té doby prošla technologie rotorového předení společně s doprovodnými systémy značným vývojem. Maximální limit otáček rotoru vzrostl z 30 000 až na 200 000 ot/min a odtahová rychlost příze ze 76,5 na 300 m/min (BD 200 [4] vs. Autocoro 8 [5]). K dosahování vysokých rychlostí a s tím spojené vysoké produktivity se využívají stále modernější technologie. V poslední době je vývoj ovlivněn zejména příchodem cenově dostupných elektronicky řízených pohonů. Návrhem, simulací a testováním nových systémů umožňujících zvýšení rychlosti odtahu s využitím moderních servopohonů se zabývá i tato práce.

3 Současný stav

3.1 Stavba cívky

Cívka je těleso, které se v textilním průmyslu používá ke skladování příze nebo jiné délkové textilie během diskontinuální výroby. Příze je na cívce uložena ve formě návínu, který bývá utvořen okolo nosné dutinky. Kromě samotného skladování lze cívky využít i při procesu barvení. Tato práce se však zabývá procesem tvorby návínu neboli navíjením.

Navíjení je proces, při kterém se na cívce tvoří návín a skládá se zpravidla ze dvou základních pohybů. Prvním pohybem je rotace cívky kolem vlastní osy a druhým je vratný pohyb rozváděcího elementu, jak je znázorněno na obrázku 3.1. Aby vznikl konzistentní návín, jsou tyto dva pohyby navzájem propojeny. V závislosti na použité vzájemné vazbě vzniká na cívce příslušný typ vinutí.

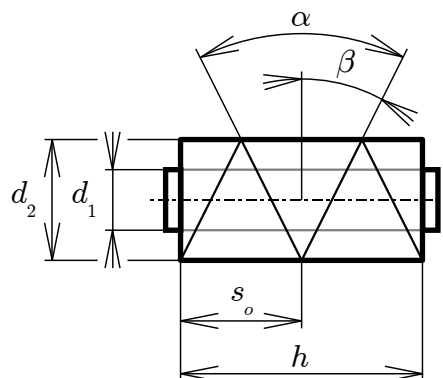


Obr. 3.1: Tvorba návínu

Cívky se vyrábí ve velkém množství typů a tvarů. Tato různorodost je zapříčiněna požadavky jak na straně odvíjení tak i na straně navíjení. V případě navíjení na rotorových dopřádacích strojích se používají cívky buď válcové nebo kuželové [3]. Pro jednoduchost se tato práce omezuje pouze na cívky válcové.

Základní parametry válcové cívky jsou:

- d_1 [m] malý průměr návinu,
- d_2 [m] velký průměr návinu,
- h [m] šířka návinu,
- α [°] úhel křížení,
- β [°] úhel stoupání ovinů,
- s_o [m] stoupání ovinů,
- R_s [1] soukací poměr.



Obr. 3.2: Základní parametry

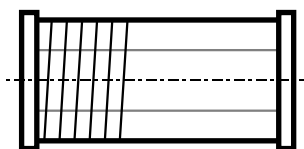
První tři parametry popisují geometrické rozměry a v případě dokonale válcového tvaru cívky se jedná o konstanty. Zbylé parametry popisují strukturu vinutí a mohou být závislé na aktuálním průměru navíjení d . Soukací poměr je vyjádřen jako počet otočení cívky na jeden dvojjzdvih (periodu pohybu) rozváděcího elementu a lze jej spočítat pomocí vzorců 3.1 [6]. Například cívka na obrázku 3.2 má soukací poměr svrchní vrstvy $R_s=4$.

$$R_s = \frac{2 \cdot h}{s_o} = \frac{2 \cdot h}{\pi \cdot d \cdot \tan(\beta)} \quad (3.1)$$

To, jakým způsobem a zda vůbec se výše zmíněné parametry mění se vzrůstajícím průměrem navíjení, závisí na použitém druhu vinutí.

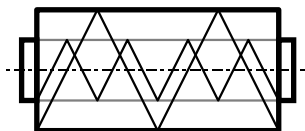
3.1.1 Druhy vinutí

Pokud je rozváděcí rychlost příze výrazně menší, než rychlost rotace cívky, vzniká rovnoběžné vinutí. Příze je kladena ve vrstvách do šroubovice, jak je naznačeno na obrázku 3.3. Vzhledem k tomu, že jednotlivé oviny nejsou mezi sebou provázány, je potřeba čela cívky opatřit přírubami, nebo je svažovat pod dostatečně velikým úhlem.



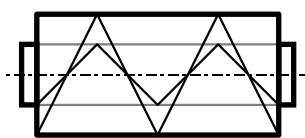
Obr. 3.3: Rovnoběžné vinutí

Divoké křížové vinutí vzniká, pokud je rychlost rozvádění přímo úměrná obvodové rychlosti cívky. Cívka je tedy během navíjení poháněna po obvodě. Úhel křížení tak zůstává konstantní a s rostoucím poloměrem se zvyšuje stoupání ovinů a snižuje se soukací poměr, jak je naznačeno na obrázku 3.4.



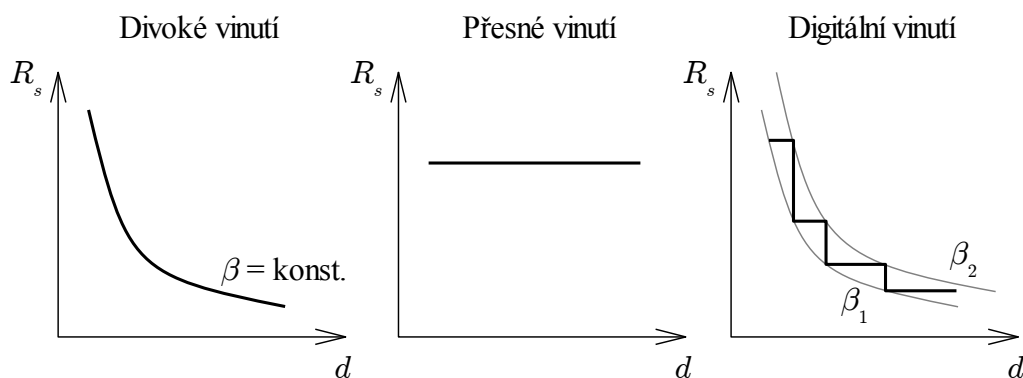
Obr. 3.4: Divoké křížové vinutí

Pokud je rozváděcí rychlost přímo úměrná k úhlové rychlosti cívky, vzniká přesné křížové vinutí. Cívka je tedy poháněna osově. Při tomto druhu vinutí zůstává stoupání ovinů i soukací poměr konstantní, zatímco úhel křížení se s rostoucím poloměrem navíjení snižuje, jak je znázorněno na obrázku 3.5. Výhodou tohoto způsobu navíjení je, že lze oviny navíjet těsně vedle sebe, takže vzniklá cívka pojme větší množství příze než srovnatelně velká cívka získaná divokým vinutím.



Obr. 3.5: Přesné křížové vinutí

Při digitálním vinutí je soukací poměr po částech konstantní jak je zobrazeno na obrázku 3.6. Spojují se tak výhody divokého a přesného vinutí [7]. Nevýhodou je, že proces navíjení vyžaduje individuální mechanismus rozvádění, který je elektronicky říditelný.



Obr. 3.6: Princip digitálního vinutí

Krom výše popsaných typů vinutí existují i jiné, méně časté, typy. Například v nedávné době bylo na TU v Liberci vyvinuto dokonale přesné křížové vinutí [6]. Jedná se o obdobu přesného vinutí, ale je definováno tak, že vzdálenost mezi dvěma sousedními oviny je konstantní. Tato mezera se u běžného přesného vinutí s rostoucím poloměrem navíjení snižuje v důsledku snižování úhlu křížení [8]. Použitím dokonalého přesného vinutí tak lze dosáhnout vyšší hustoty zaplnění cívky než u přesného vinutí.

3.1.2 Vady cívek

Během procesu navíjení se může na cívce vytvořit množství vad. Pokud se pominou vady vlastního navíjeného materiálu, jedná se především o vady ve stavbě návínu. Ty mohou nastat vlivem nevhodného tahu v přízi, přitlaku cívky nebo tvaru rozváděcího pohybu. Vzhledem k návrhu systému rozvádění je potřeba brát zřetel na nežádoucí hromadění příze v úvrati a pásmové vinutí.

Hromadění příze v úvrati nastává vlivem reverzace rozváděcího pohybu. Z technických důvodů není možné pohyb reverzovat skokově a změna pohybu je realizována po přechodové křivce, jak je popsáno v kapitole 6.2.2. Vzhledem k lokálně nižšímu úhlu křížení se na čelo klade větší objem nitě než na zbytku cívky. V důsledku většího objemu materiálu na čelech dochází ke zvýšení tlaku, což způsobuje problémy při barvení a dokonce může vést až ke zborcení celkové geometrie cívky [9 str. 105].

K potlačení nežádoucích projevů hromadění příze v úvrati se používá takzvané rozmazávání krajů. Technika rozmazávání krajů spočívá v cyklickém posouvání polohy úvratě jak je zobrazeno na obrázku 3.7. Velikost optimální amplitudy je ovlivněna především jemností navíjené příze.



Obr. 3.7: Princip rozmazávání krajů

Další významnou vadou, která se může při navíjení objevit, je takzvané pásmové vinutí. Pásmové vinutí je typické pro divoké vinutí a vzniká, pokud je soukací poměr roven celému číslu, případně pokud lze soukací poměr vyjádřit jako celočíselný zlomek s malým číslem ve jmenovateli. V takovém případě se jednotlivé oviny kladou přímo na sebe dokud se poloměr navíjení dostatečně nezvětší. To vyvolává na povrchu příze nežádoucí vzorek se zvýšeným tlakem. Pásmové vinutí může při procesu barvení způsobit lokální neprobarvenost a při procesu axiálního odvíjení hrozí riziko strhnutí více ovinů a následné zauzlování nebo i přetrh. K potlačení pásmového vinutí se využívají různé metody souhrnně označované jako rušení pásmového vinutí [9 str. 107].

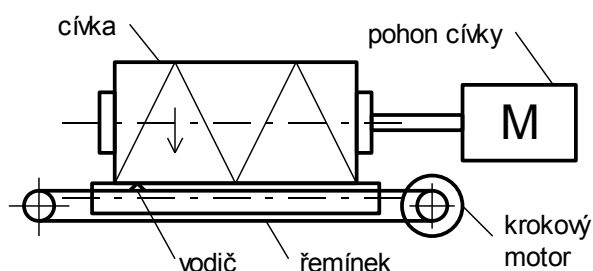
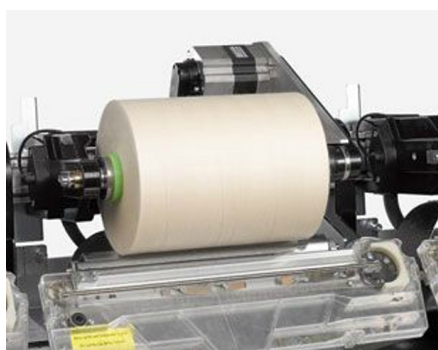
Rušení pásmového vinutí v principu spočívá v narušení pevné vazby mezi rotačním a rozváděcím pohybem. Narušení vzájemné vazby lze provést jak změnou rychlosti otáčení cívky, tak rychlosti rozvádění, případně změnou obou rychlostí současně. V případě rotorových dopřadacích strojů je však potřeba dodržovat stabilní odťahovou rychlost, což znamená konstantní rychlost otáčení cívky. Rušení pásmového vinutí je pak nutno realizovat v mechanismu rozvádění. U většiny strojů se rušení pásmového vinutí provádí bez ohledu, zda právě pásmové vinutí vzniká či ne.

3.2 Systémy navíjení

Systémů navíjení existuje celá řada. Podle toho, zda jsou jednotlivé cívky na stroji navíjeny společně či nezávisle, lze jednotlivé systémy rozdělit na skupinové a individuální. Různé metody lze také rozdělit podle použitého elementu na hmotné a nehmotné. Hmotné systémy se vyznačují tím, že společně s přízí se pohybuje vodič, zatímco nehmotné systémy přízi rozvádí pomocí drážky. Z hlediska dynamiky jsou tak nehmotné systémy schopny dosahovat mnohem vyšších rychlostí.

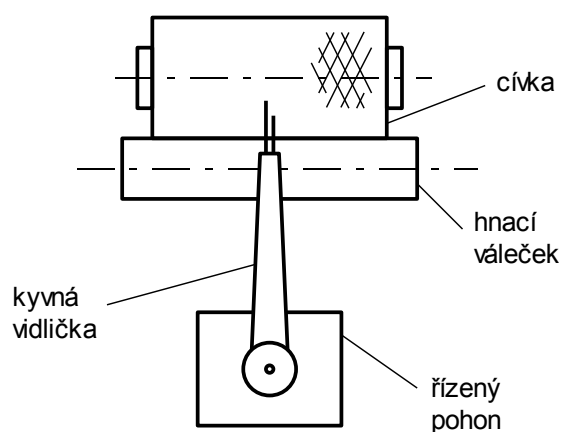
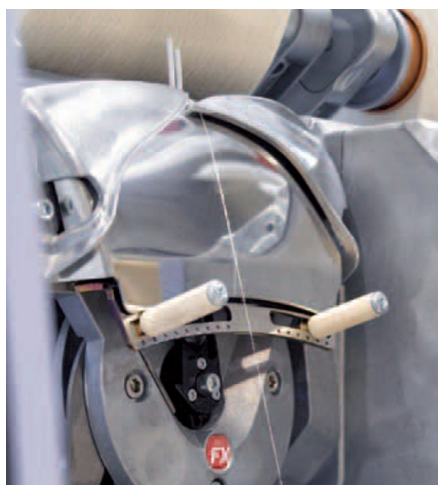
V případě BD strojů se z ekonomických důvodů nejčastěji používají skupinové systémy navíjení s rozváděcí tyčí. Tento princip je řešen i v této práci, a proto jsou tyto systémy podrobněji rozebrány v kapitole 3.2.1. Výjimku tvoří stroj Autocoro 8 firmy øerlikon, který byl představen na veletrhu ITMA 2011 v Barceloně. Jako první BD stroj nabízí zcela individuální a plně automatizovaný pohon všech jednotek [5]. Vytváří tak zajímavou alternativu, kdy na úkor vyšší ceny nabízí vyšší funkcionalitu. K rozvádění využívá Autocoro 8 pravděpodobně systém s krokovým motorem a řemínkem.

Systém rozvádění s řemínkem je znázorněn na obrázku 3.8. Vodič příze je připevněn na lanko nebo řemínek, který je nejčastěji poháněn pomocí krokového motoru. Pohon cívky může být realizován jak po obvodě, tak v její ose. Výhodou tohoto systému je, že je plně elektronicky říditelný, a lze tedy navíjet různé typy vinutí včetně digitálního. Nevýhodou je relativně větší setrvačná hmota pohyblivých částí.



Obr. 3.8: Princip rozvádění pomocí krokového motoru a řemínku firmy SSM [7]

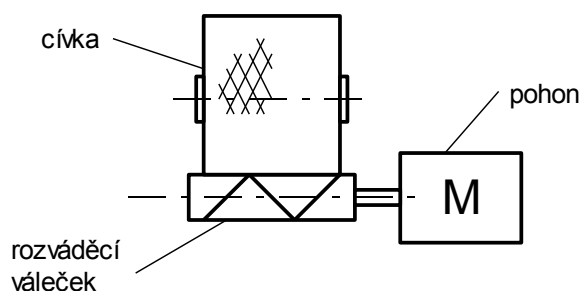
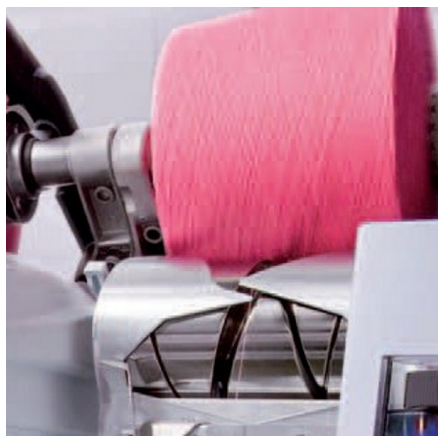
V poslední době se často objevují systémy s kyvnou vidličkou. Tento princip je podobný systému s řemínkem v tom, že je každé navíjecí místo vybaveno individuálním, elektronicky řízeným pohonem. Na rozdíl od řemínku je ale příze vedena v kyvné vidličce připojené přímo na motor tak, jak je znázorněno na obrázku 3.9. Tím lze dosáhnout nižšího momentu setrvačnosti na motor, a tudíž i menšího dynamického zatížení.



Obr. 3.9: Systém rozvádění s kyvnou vidličkou PreciFX firmy aelikon [10]

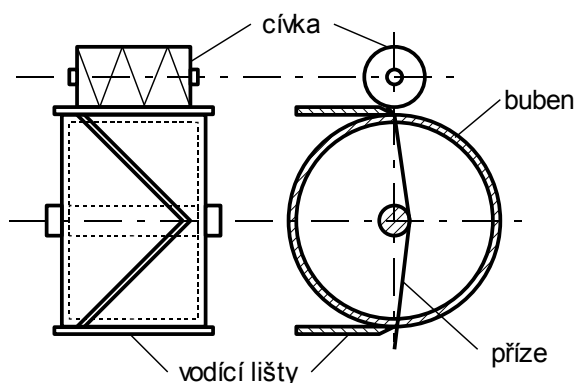
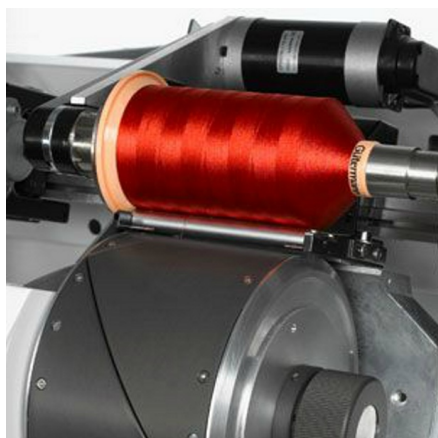
U přesoukávacích strojů se v současné době nejčastěji využívá rozváděcí váleček. Jedná se o váleček, který je na povrchu opatřen speciálně tvarovanou drážkou, jak je patrné z obrázku 3.10. V této drážce je vedena příze a povrch válečku zároveň slouží

jako pohon cívky. Vzhledem k tomu, že se jedná o nehmotný systém, lze tímto principem dosahovat velmi vysokých rychlostí. Podstatnou nevýhodou je, že rušení pásmového vinutí se provádí nuceným prokluzem cívky, a proto nelze tento systém, jako jediný ze zde zmíněných systémů, přímo použít u rotorových strojů vyžadujících konstantní rychlost odtahu. Další nevýhoda spočívá v tom, že změnu šířky ani úhlu křížení nelze realizovat elektronicky a je nutné vyměnit rozváděcí váleček.



Obr. 3.10: Způsob navíjení pomocí rozváděcího válečku firmy ærlikon [10]

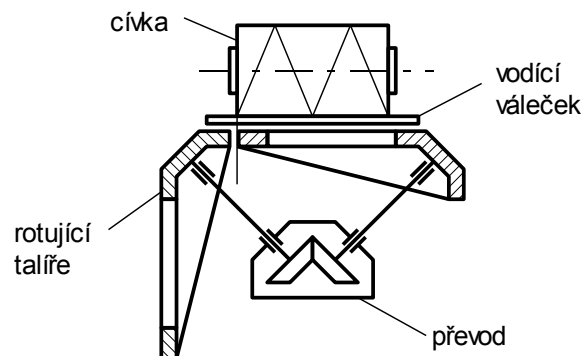
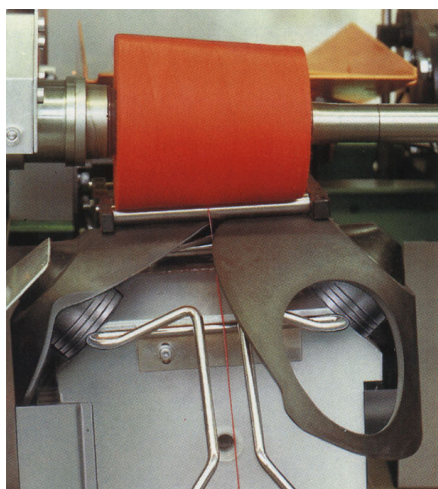
Obdobný princip využívá rozváděcí buben. Na rozdíl od válečku je příze vedena skrz buben a cívka je poháněna středem, jak je znázorněno na obrázku 3.11. Díky tomu se na cívce vytváří přesné křížové vinutí. V současné době se jedná o nejefektivnější způsob výroby tohoto typu vinutí.



Obr. 3.11: Princip rozvádění pomocí bubnu firmy SSM [7]

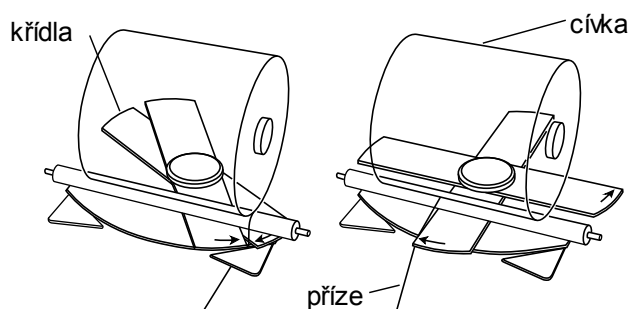
Pozoruhodnou alternativou k rozváděcímu bubnu je systém s rotujícími talíři. Dva kuželové disky jsou spojeny kuželovým převodem a společně vytváří vodící drážku pro přízi tak, jak je znázorněno na obrázku 3.12. Systém s rotujícími talíři byl vyvinut

především z důvodů patentové ochrany řešení s rozváděcím bubnem. V porovnání s ním je tento systém výrazně složitější na výrobu i údržbu, a proto se již nepoužívá.



Obr. 3.12: Způsob rozvádění pomocí rotujících talířů firmy HACOBA [6]

Posledním zde zmíněným systémem je systém s rotujícími křídly, zobrazený na obrázku 3.13. Příze je unášena pomocí mimoose uložených křídel, která si přízi v úvratí předávají. Výhodou tohoto systému je, že se jedná o nehmotný systém, podobně jako u rozváděcího válečku, ale pohon cívky je nezávislý na rozváděcím pohybu. Nevýhodou pak je relativně velká a proměnná vzdálenost bodu rozvádění od bodu navíjení.



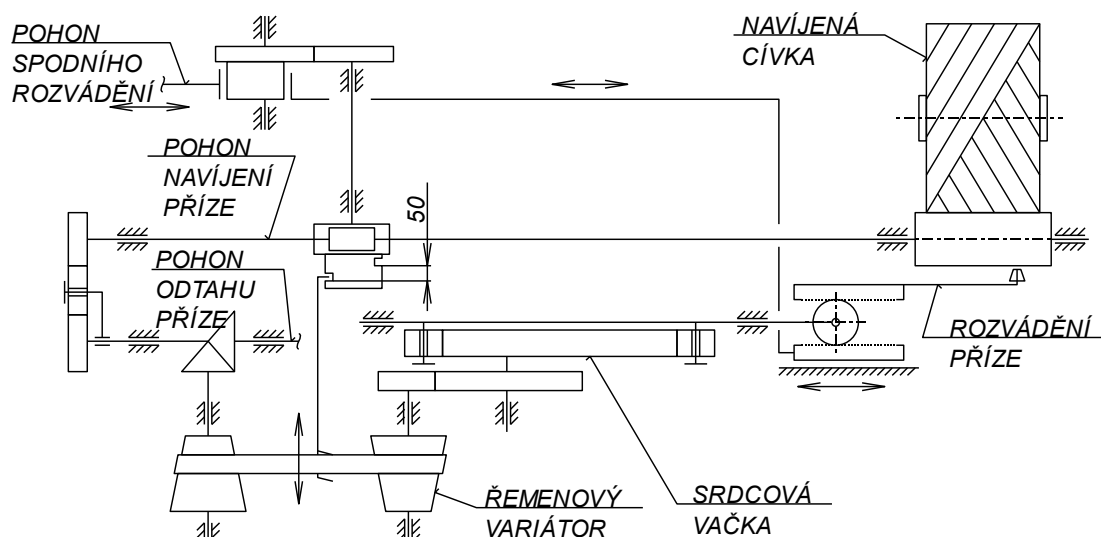
Obr. 3.13: Princip rozvádění s rotujícími křídly firmy SSM [7]

S výjimkou dříve zmíněného stroje Autocoro 8 se zatím individuální systémy na rotorových doprácích strojích nepoužívají. Pokud se stroje Autocoro 8 prokážou být prodejně úspěšné, lze očekávat nasazení individuálního rozvádění i dalšími výrobci. Pravděpodobně se objeví i systém s kyvnou vidličkou, ale není vyloučen ani jiný z výše popsaných způsobů.

3.2.1 Centrální systémy rozvádění na BD strojích

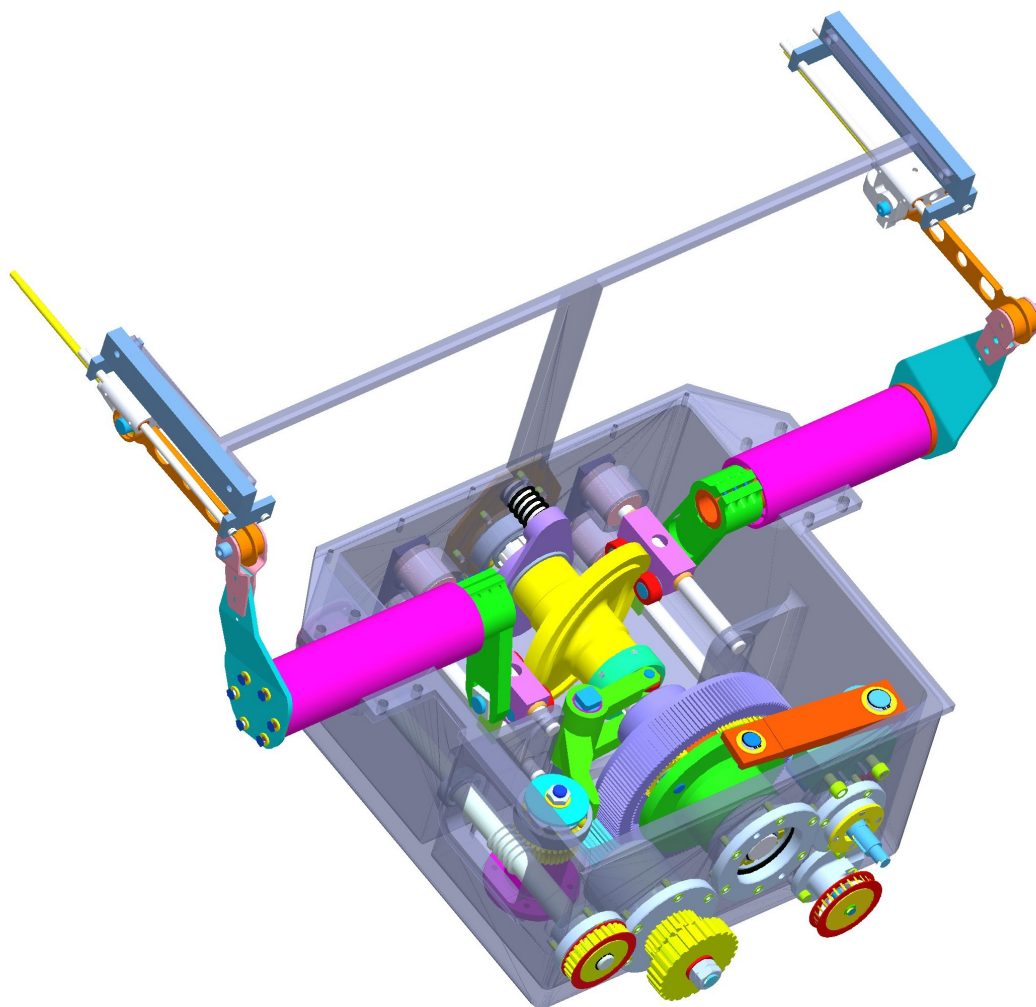
Vzhledem k tomu, že bezvřetenové doprřadací stroje jsou stroje, u kterých je potřeba zajistit konstantní odtahovou rychlost, bývají cívky poháněné po obvodu třecím válečkem. Dává se tak navíjet divoké vinutí, při němž je rozváděcí pohyb nezávislý na momentálním poloměru navíjení. Z ekonomických důvodů se k rozvádění velice často používá centrální systém s rozváděcí tyčí. Vratný rozváděcí pohyb je pomocí příslušného mechanismu generován na boku stroje a k jednotlivým navíjecím místům je přiveden prostřednictvím tyče opatřené vodiči příže. Jedná se tedy o hmotný skupinový systém rozvádění. Jednotlivé systémy se pak vzájemně liší především použitým mechanismem generujícím rozváděcí pohyb.

Na obrázku 3.14 je schéma navíjecí části stroje BDA 10 [11 str. 119]. Ústředním elementem celého mechanismu je radiální srdcová vačka, znázorněná uprostřed schématu. Tvar vačky využívá symetrie požadovaného rozváděcího pohybu a slouží jako dráha pro dvě kladky zajišťující pevné vedení do obou směrů bez nutnosti použití drážkové vačky nebo dvojvačky. K rušení pásmového vinutí je použit řemenový variátor, který zajišťuje cyklické narušování jinak pevné vazby mezi hlavním hřídelem a rozváděcím pohybem. K rozmazávání krajů slouží diferenciál zobrazený na pravé straně schématu, který zároveň dvojnásobně zvětšuje zdvih generovaný vačkou.



Obr. 3.14: Schéma stroje s radiální vačkou

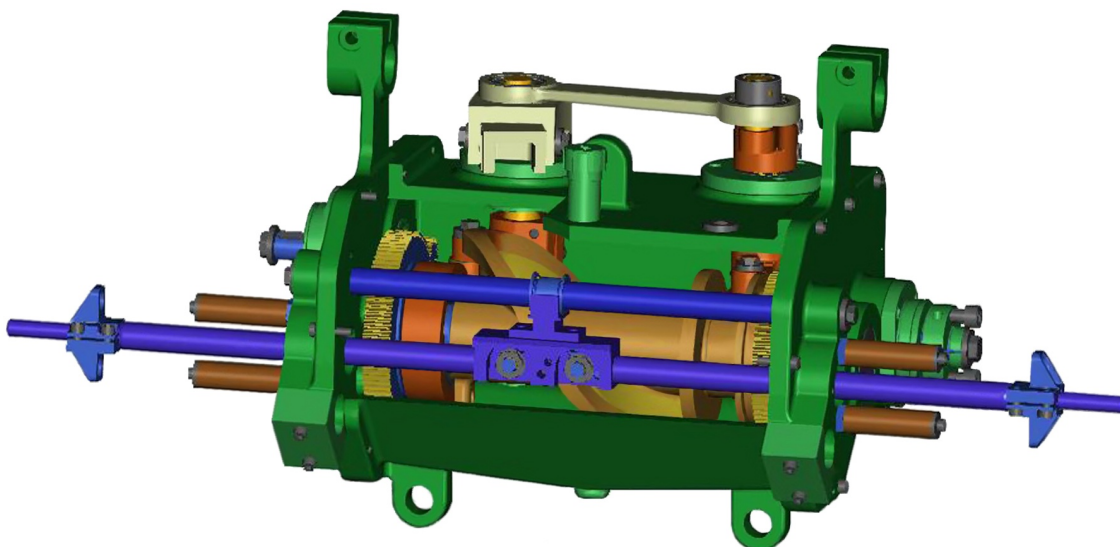
Dalším mechanismem je systém s axiální vačkou s částečným zdvihem, jak je znázorněno na obrázku 3.15. Použitá vačka generuje rozváděcí pohyb pro obě strany stroje současně, přičemž pohyby rozváděcí tyče jsou společně v protifázi, čímž se redukuje reakce přenášené na rám. Vačka je přitom vytvořena s menším axiálním zdvihem a žádaného zdvihu se docílí pomocí pákových mechanismů. Rušení pásmového vinutí je docíleno pomocí planetového diferenciálu. K rozmazávání krajů slouží excentr, který přes pákový mechanismus pohybuje s celou vačkou, která je na hnacím hřídeli uložena suvně. Zpětný pohyb vačky zajišťuje tlačná pružina.



Obr. 3.15: Rozváděcí mechanismus s axiální vačkou s částečným zdvihem

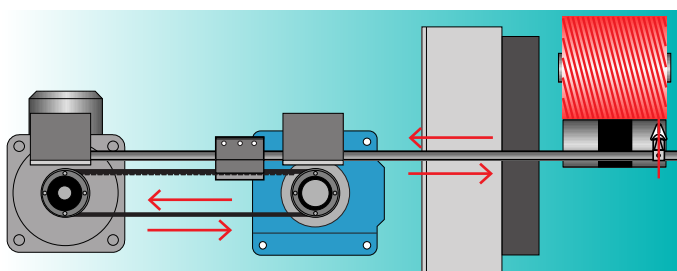
Generačně novějším řešením je systém založený na axiální vačce s plným zdvihem, jak je znázorněno na obrázku 3.16. Tyto vačky jsou na stroji dvě, pro každou stranu jedna, což umožňuje na jednom stroji navíjet dva druhy vinutí. Tím, že použité vačky mají již požadovaný zdvih, odpadá nutnost použití pákového mechanismu,

a rozváděcí tyč je připojena přímo na kladky vačkového mechanismu. Rušení pásmového vinutí se provádí pomocí variátoru, nebo změnou otáček hnacího motoru. K rozmazávání krajů slouží pákový mechanismus, který pohybuje s celou vačkou. Velikost rozmazávání lze měnit přestavením velikosti ramena na čtyřkloubovém mechanismu, který je vyveden mimo skříň.



Obr. 3.16: Axiální vačka s plným zdvihem

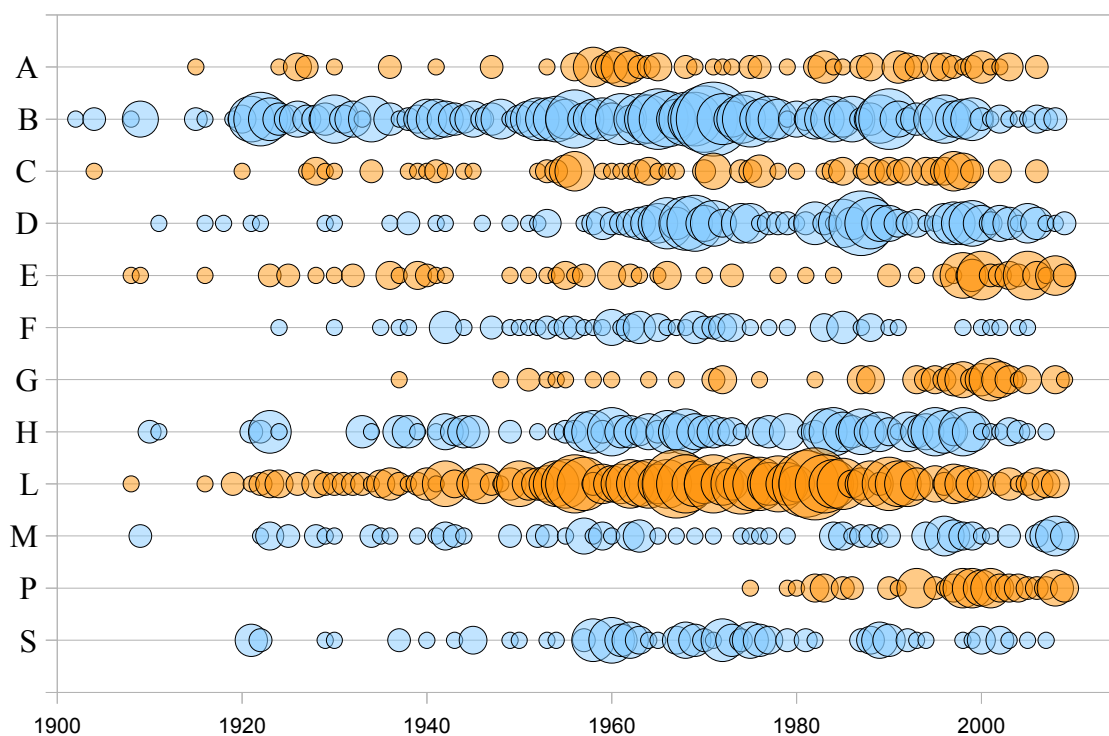
V současnosti nejmodernějším komerčně nabízeným systémem využívajícím rozváděcí tyče je mechanismus s řemenem poháněným pomocí servopohonu, jako například systém FlexiRotor zobrazený na obrázku 3.17. Svojí konstrukcí je velice podobný systému s krokovým motorkem popsáným v kapitole 3.2. Velikou výhodou tohoto způsobu řešení je, že jak rušení pásmového vinutí, tak velikost rozmazávání krajů lze řešit plně elektronicky. Oproti řešení s řemínkem a krokovým motorem se však stále jedná o skupinový systém, a tím pádem neumožňuje některé funkcionality závislé na průměru navíjení, jako například tvorbu digitálního vinutí, nebo bikónické cívky.



Obr. 3.17: Systém FlexiRotor3000 firmy Savio

3.3 Patentová rešerše

V grafu 3.18 je znázorněn vývoj počtu patentových přihlášek zabývajících se rozváděním příze při procesu navíjení tak, jak jsou klasifikovány podle ECLA (European CLAssification system) [12] (stav k lednu 2011). V tomto systému jsou patenty rozděleny podle oboru, do kterého zasahují (jeden patent může být zařazen ve více skupinách najednou), přičemž patenty týkající se rozvádění příze spadají do skupiny B65H54/28. Tato skupina je dále písemně rozdělena podle použitého mechanismu, jak je uvedeno v legendě na následující straně. Na vodorovné ose grafu je rok vzniku patentu. Rozhodujícím datem byl zvolen den podání přihlášky (tzv. priority date), protože je jednoznačně určitelný i v případě, že bylo na jeden princip uděleno více patentů (např. v různých zemích). Plocha jednotlivých bublin je přímo úměrná počtu přihlášek podaných v daném roce.



Obr. 3.18: Vývoj počtu patentových přihlášek dle ECLA

- A: s posuvně pohyblivou cívkou;
- B: rozváděcí zařízení poháněné vačkou;
- C: rozváděcí zařízení poháněné tyčí;
- D: rozváděcí zařízení poháněné řemeny či řetězy;
- E: rozváděcí zařízení s otočně uloženým vodičím ramenem;
- F: rozváděcí zařízení poháněné pneumatickým nebo hydraulickým způsobem;
- G: rozváděcí zařízení poháněné elektromagnetickým způsobem;
- H: s rotujícím vodičem pro rozvádění příze;
- L: uspořádání pro přiřazené navíjení (cívky s drážkami nebo drážkované elementy pro zarovnané navíjení);
- M: rozváděcí zařízení s množstvím vodičů pro navíjení množství cívek (tvorba více cívek);
- P: rozváděcí zařízení řízená mikroprocesorem pokud řízení není speciálně pro rozváděcí zařízení ze skupiny 28A,32B,38;
- S: superponované rozvádění tj. rozváděcí nebo jiný pohyb superponovaný na rozváděcí pohyb.

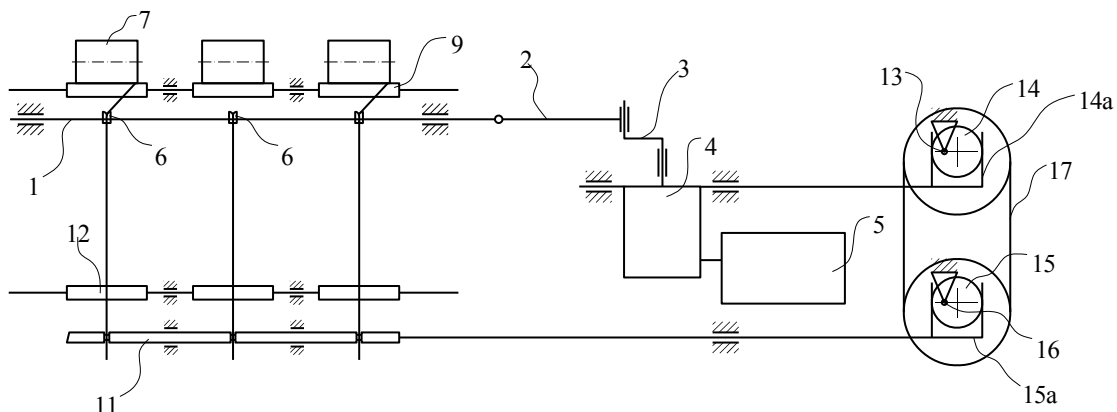
Výše uvedený graf je nutné chápat spíše orientačně, protože nepostihuje některé aspekty. Především není nijak zahrnuta významnost patentu, zda se jedná o nový princip či jen vylepšení stávajícího a také zda byl komerčně využit. Dále v grafu chybí patenty, které se tématicky dané problematiky týkají, ale z nějakého důvodu nebyly do příslušné skupiny přiřazeny. Na druhou stranu se některé patenty mohou objevit několikrát.

Přesto, že uvedený graf není naprosto přesný, lze z něj vyčíst některé zajímavé trendy. Například, že celkově nejvíce patentů v historii bylo zaměřeno na systémy poháněné vačkou a na systémy využívající vodičí drážky. Současně lze ale sledovat, že v těchto dvou kategoriích dochází v posledních letech k poklesu zájmu. Naopak zvýšený zájem v poslední době zaznamenávají kategorie rozvádění pomocí kyvně uloženého ramene, rozvádění elektromagnetickým způsobem a zařízení řízená mikroprocesorem.

3.3.1 Stručný popis vybraných patentů

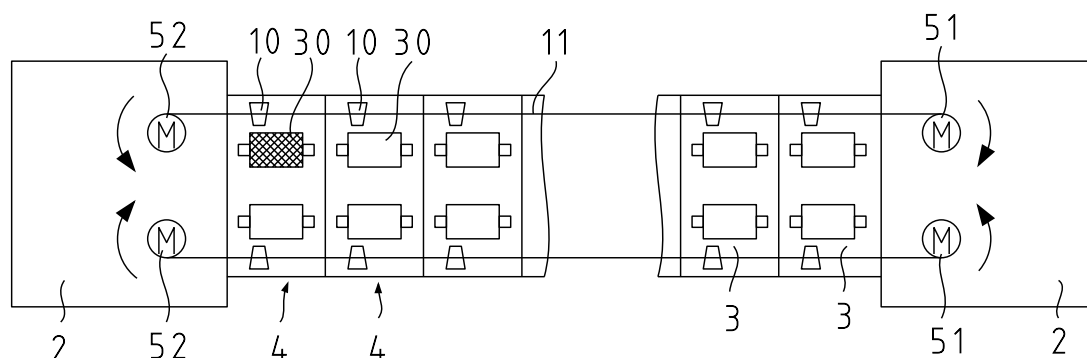
Vzhledem k způsobům realizace popsaných touto prací, jsou významné především patentové spisy zabývající se využitím klikového mechanismu nebo pohonem rozváděcí tyče více pohonů.

Prvním je patent WO 2007/134555, v češtině též pod označením CZ 300 588 [13], který popisuje využití klikového mechanismu a jeho schéma je znázorněno na obrázku 3.19. Jedná se o patent, který vznikl během předchozího výzkumu na TU v Liberci. V tomto dokumentu je patentován způsob rozvádění, při kterém se používá rozváděcí tyč (1) z jedné strany poháněná řízeným pohonem (4) přes klikový mechanismus (3). Rušení pásmového vinutí se provádí elektronicky, ale pro rozmazávání krajů je připojen přídatný mechanismus s excentrem (14).



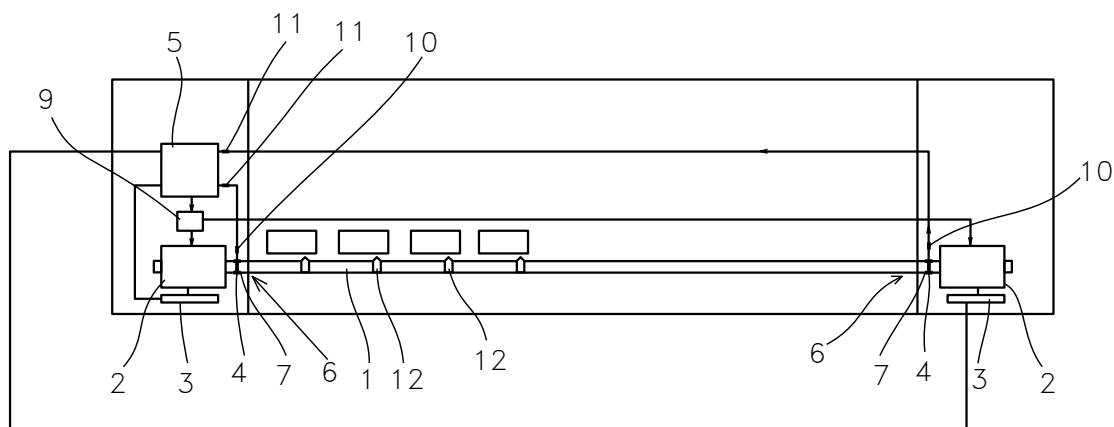
Obr. 3.19: Schéma rozvádění dle patentu CZ 300 588

Zajímavým patentem, z hlediska využití více pohonů, je patent EP 0 302 461 [14]. Hlavním cílem tohoto patentu je odstranění tlakového namáhání v rozváděcí tyči a nahrazení její funkce lankem. K možné realizaci stálého napětí v lanku jsou popsány tři odlišné principy. Buď je lanko vedeno v uzavřené smyčce, nebo je lanko na jednom konci zakončeno pružinovým akumulátorem, a nebo jsou k pohonu využity dva motory, jak je znázorněno na obrázku 3.20. Na každé straně stroje je vodičí lanko (11) opatřené vodiči (10), které je z obou stran zakončeno dvěma řízenými pohony (51 a 52). Každý motor je zodpovědný za pohyb jedním směrem tak, že lanko táhne. Detailněji způsob řízení v patentu popsán není.



Obr. 3.20: Schéma způsobu rozvádění dle patentu EP 0 302 461

Dalším principem využívajícím více pohonů je uspořádání na obrázku 3.21, které je uvedeno v patentu CZ 299 896 [15]. V tomto patentu je popsáno řešení s rozváděcí tyčí na obou koncích hnanou přes servopohony (2), kdy je napětí v tyči (1) měřeno snímačem (4) a vyhodnocováno řídicím systémem (5). Jeden motor vždy pracuje v režimu tahu a druhý v režimu tlaku, přičemž v úvratí si úlohu předávají. Snímač napětí, jehož signál je přenášen bezdrátově, koriguje činnost motoru aktuálně v tlaku. Hlavním cílem patentu je potlačení rozdílů v kvalitě návinu na jednotlivých cívkách a zároveň snížení namáhání rozváděcí tyče na vzpěr.



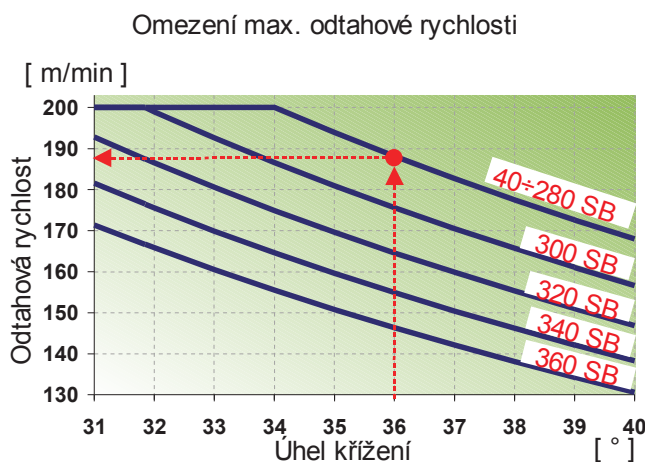
Obr. 3.21: Schéma způsobu rozvádění dle patentu CZ 299 896

4 Analýza problematiky

4.1 Souhrn současného stavu

Jak bylo zmíněno v kapitole 3.2, všechny moderní BD stroje s výjimkou stroje Autocoro 8 využívají centrální systém rozvádění s rozváděcí tyčí. Ta je při provozu vysoce dynamicky zatížena a z hlediska výkonu představuje limitující faktor. Přitom se k její výrobě využívají kvalitní materiály poskytující dobrý poměr pevnosti a tuhosti ke hmotnosti. V současnosti pak již samotná rozváděcí tyč nenabízí jak z hlediska materiálu, tak geometrie prostor pro inovace. V důsledku toho je vlivem rozváděcí tyče na BD strojích omezována maximální odtahová rychlost.

Na obrázku 4.1 je znázorněn graf, který určuje maximální přípustnou odtahovou rychlost pro různé nastavení úhlu křížení a při daném počtu spřádacích jednotek (SB). Uvedený graf je převzat z dokumentace ke stroji BD 923 firmy Rieter CZ s.r.o., vydané v roce 2006 [16 str. 1-2/19].



Obr. 4.1: Graf omezení odtahové rychlosti

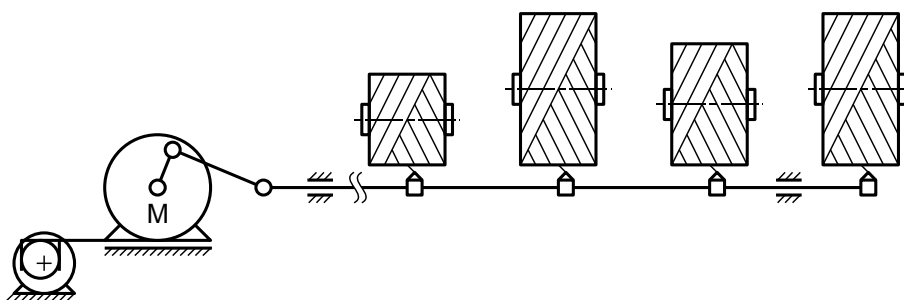
Z grafu lze vyčíst, že odtahová rychlost je u tohoto stroje ovlivněna třemi různými faktory. Zaprvé je pro malý úhel křížení a pro krátký stroj omezena na hodnotu 200 m/min. Toto omezení je způsobeno možnostmi jednotlivých spřádacích míst, pravděpodobně přímo produkcí spřádací komůrky. Pro menší počet spřádacích míst (40 až 280) je odtahová rychlost dále omezena úhlem křížení, přičemž s rostoucím úhlem křížení vzrůstá rychlost rozvádění. Předepsané omezení je tedy přímo způsobeno maximální přípustnou rychlostí rozvádění. Zpětně lze dopočítat, že uvedená křivka

odpovídá teoretické rychlosti 185 dvojzdvihů za minutu (zkráceně zzpm). Nakonec je odtahová rychlost limitována vysokým počtem spřádacích míst. Toto omezení je způsobeno délkou rozváděcí tyče a s ní spojeným dynamickým namáháním rozváděcího systému.

Omezení způsobené délkou rozváděcí tyče je významné, především vzhledem k poptávce po strojích obsahujících vysoký počet spřádacích míst. Dlouhé stroje jsou pro zákazníka výhodné zejména proto, že obsahují pouze jednu řídicí a jednu motorovou sekci. Jeden dlouhý stroj je tedy levnější než dva krátké stroje se stejným počtem spřádacích jednotek. V současnosti nejdelší nabízené stroje celkově obsahují až 480 spřádacích míst a jsou dlouhé přibližně 60 metrů [1], [5]. Přesto existuje poptávka po strojích s ještě vyšší výrobní kapacitou.

4.2 Cíl práce

V době zahájení výzkumu pokrytého touto prací byl již k dispozici zkonstruovaný a částečně odzkoušený systém rozvádění pomocí klikového mechanismu, znázorněný na obrázku 4.2. Jedná se o tentýž systém jako v patentu na obrázku 3.19 v kapitole 3.3.1. Vodiče příze jsou umístěny na rozváděcí tyči posuvně uložené podél celého stroje. Ta je přes klikový mechanismus připojena k servomotoru, ve schématu označeným písmenem M, který zajišťuje hlavní rozváděcí pohyb. Celý tento pohonný blok je uložen na pohyblivém stole, který je posouván pomocí přídavného motoru s excentrem, čímž je zajištěno rozmazávání krajů. Kompletní postup návrhu je popsán v práci [17].



Obr. 4.2: Schéma systému rozvádění se servopohonem a klikovým mechanismem

Cílem disertační práce je především analýza a optimalizace systému navíjení u dlouhých BD strojů spojená s navýšením navíjecí rychlosti. Účelem není navrhovat zcela nový systém, ale analyzovat, zhodnotit a upravit systém stávající, ideálně

s minimálními zásahy do konstrukce. Prvořadým úkolem je tedy identifikace slabého místa původního systému. Následují návrhy nových systémů, na jejichž základě jsou sestaveny virtuální a fyzické modely, které jsou následně měřeny a testovány.

Aby bylo možné hodnotit kvalitu navrženého systému, je nutné zvolit objektivní a relevantní ukazatele. Kritérií, podle kterých lze kvalitu technických řešení hodnotit, existuje široké spektrum [18 str. 27]. Pokud se omezíme na technicko-ekonomické parametry, lze jmenovat například příkon systému, výrobní a servisní náklady, životnost, produktivitu výroby nebo kvalitu produktu – navíjené cívky. Vzhledem k zaměření práce je hlavní pozornost soustředěna na zvýšení produktivity respektive rychlosti rozvádění při zachování kvality návinu.

Zvýšením produktivity je zde, vzhledem k orientaci na systém rozvádění, myšleno zvýšení maximální rychlosti rozvádění, která je s objemem výroby přímo spojena. Při velmi vysokých provozních rychlostech však může vlivem velkých dynamických sil docházet k nadměrnému opotřebování dílů a snížení životnosti. Narůstá tak frekvence servisních oprav, které vyžadují přerušení výroby, a tím snižují celkovou produktivitu. V praxi lze najít přibližné optimum mezi rychlostí výroby a frekvencí oprav, ale to závisí na jednotlivých přádelnách. V této práci je především sledována velikost dynamických sil a přídavných vibrací při vysokých otáčkách.

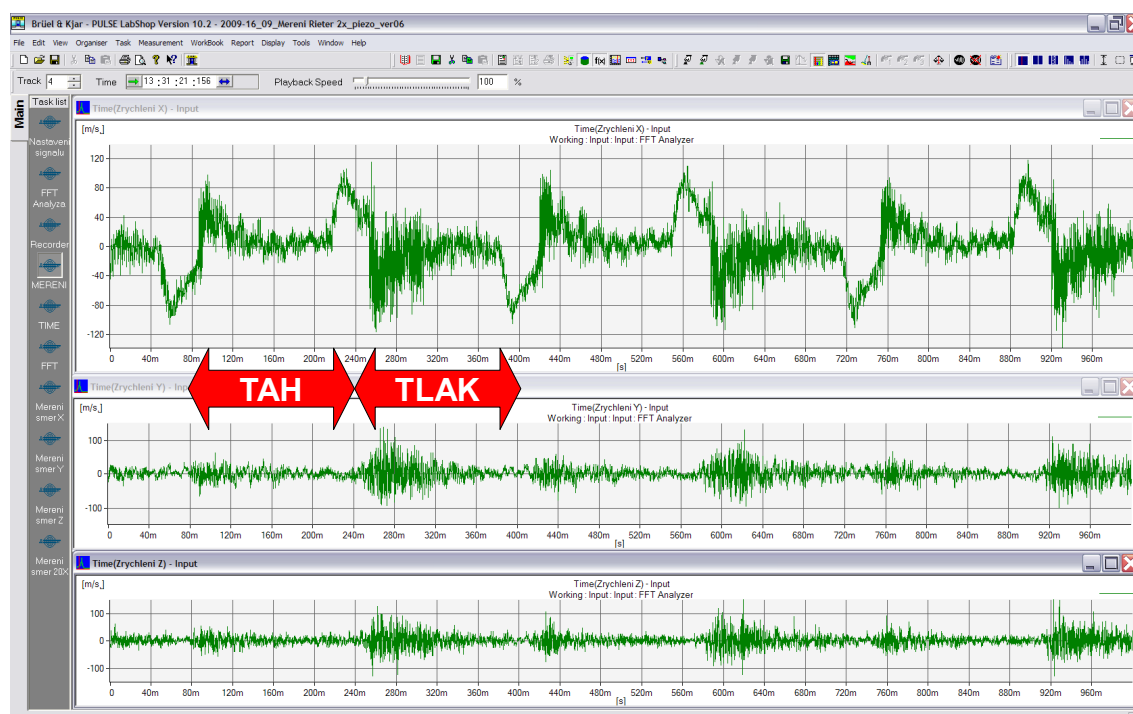
Zatímco většinu technických parametrů lze přesně vypočítat nebo alespoň odhadnout, u hodnocení kvality navíjené cívky je situace komplexnější. Kvalitu cívky jako takové určuje především míra zmetkovitosti při následném zpracování, přičemž za nejvýznamnější vliv lze označit četnost přetrhů při procesu odvíjení. Při axiálním odvíjení dochází nejčastěji k přetrhu, pokud dojde k přepadu ovinu na čele cívky způsobenému přejezdem vodiče při navíjení, nebo pokud se vlivem pásmového vinutí strhne několik ovinů současně, jak bylo popsáno v kapitole 3.1.2. Mimo to však mohou v celkové stavbě cívky, provázanosti ovinu a rovnoměrnosti rozložení tlaku nastat i jiné nedostatky popsané v literatuře [9 str. 105]. V případě skupinového rozvádění je navíc potřeba sledovat rozdílnou kvalitu mezi jednotlivými navíjecími místy. Naprosto zásadní roli přitom hraje skutečný průběh rozváděcího pohybu.

Požadovaný průběh rozváděcího pohybu je založen na mechanismech s vačkou, vychází ze zkušeností textilních technologů a jeho úprava není předmětem této práce.

Vačka je ve srovnání se servopohonem poměrně tuhý systém zajišťující stále stejný zdvih s pevně danou polohu úvratě. V souladu s tím je od rozváděcího systému očekáváno přesné zajištění předepsaného pohybu včetně poměrně ostrých přechodů. Tvar rozváděcího pohybu vhodný pro vačku přitom nemusí být optimální pro servopohon. Protože však vztah mezi průběhem rozváděcího pohybu a kvalitou cívky není znám a případná změna rozváděcí funkce může negativně ovlivnit kvalitu cívky, je co nejvěrněji dodržován původní tvar.

5 Návrh nového systému

Z analýz předchozího řešení bylo zjištěno, že nejslabší místo celého systému může s vysokou pravděpodobností spočívat v samotné rozváděcí tyči. Měření ukázala, že při pohybu v tlaku se vyskytuje větší příčné kmitání, než při pohybu v tahu, jak je patrné z obrázku 5.1 [19]. Z toho lze usuzovat, že zvýšené namáhání v tlaku vyvolává vzpěr. Během dlouhodobých zkoušek se tento efekt projevoval zvýšeným opotřebením kluzných pouzder, ve kterých je tyč vedena. Navíc rozváděcí tyč způsobuje omezení maximálních provozních otáček, protože hrozí, že vzhledem k vysoké dynamice bude na začátku tyče překročeno maximální dovolené dlouhodobé zatížení [20].

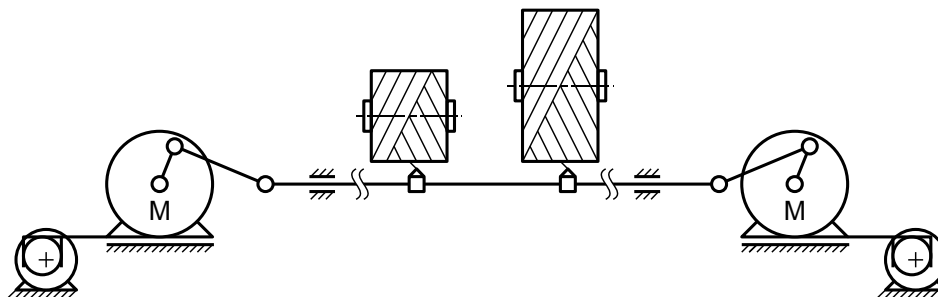


Obr. 5.1: Záznam zrychlení rozváděcí tyče pro 180 zrpm

Nový návrh lze provést několika možnými způsoby, přičemž vybrané systémy řešení byly popsány v článku [21]. Pokud bychom uvažovali, že nový návrh zachová současnou rozváděcí tyč, existují v principu dvě možnosti, jak negativní vliv tlakového namáhání potlačit. První je založena na použití akumulátoru energie, jako například pružiny připevněné na konec tyče. Druhá možnost, kterou se zabývá tato práce, spočívá v umístění pohonů na obě strany stroje. To je možné v zásadě provést dvěma různými způsoby. Buď lze použít jednu tyč, čímž vznikne systém se spřaženými pohony, nebo je možné tyč rozdělit a vytvořit tak systém se dvěma nezávislými pohony.

5.1 Systém se dvěma spřaženými pohony

Prvním možným řešením je systém se dvěma spřaženými pohony. Ten spočívá v tom, že jsou na oba konce rozváděcí tyče připojeny stejné rozváděcí mechanismy, jak je znázorněno na obrázku 5.2. Ty jsou schodné s původním mechanismem, zmíněným v kapitole 4.2, včetně systému rozmazávání krajů. Oba pohony pak musejí spolupracovat takovým způsobem, aby se o celkovou zátěž podělily.



Obr. 5.2: Schéma systému se dvěma spřaženými pohony

Výhodou takového systému je, že díky pohonům umístěným na koncích je teoreticky možné částečně nebo úplně potlačit tlakové síly v tyči, a tím zamezit případnému přičení [22]. Nevýhodou naopak je, že samotný mechanismus má jeden stupeň volnosti a připojením dvou pohonů je systém přeurlčen, takže vyžaduje přesnou souhru obou pohonů, což předpokládá vhodně navržený princip řízení. V případě dobře navrženého řízení si pohony zátěž mezi sebe rozdělí, zatímco v opačném případě hrozí, že se budou mezi sebou vzájemně přetahovat.

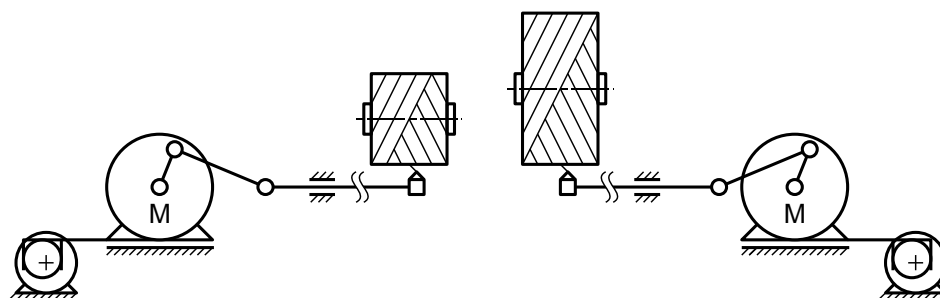
Při návrhu způsobu řízení lze použít několik možných přístupů s různou úrovní sofistikovanosti. Zajímavá metoda je například popsána v patentu CZ 299 896 zmíněném v kapitole 3.3.1, kde se pohony vzájemně střídají ve funkci primárního pohonu regulujícího polohu a sekundárního pohonu regulujícího tah. Oba pohony jsou tak celkově rovnocenné, což má vzhledem k symetrii modelu nesporné výhody. Na druhou stranu však existuje riziko výskytu nežádoucích jevů způsobených změnou vlastností systému při předávce funkce mezi pohony.

V disertační práci byl k ověření zvolen princip rovnocenných pohonů. Master, který může a nemusí být součástí jednoho z pohonů, udává polohu virtuální vačky a oba dva pohony se vůči tomuto signálu chovají nezávisle jako slave. Nejvyšší regulační smyčkou jsou tedy polohové zpětné vazby v jednotlivých slave. Vychází se přitom z předpokladu, že se v každém časovém okamžiku oba motory nezávisle na sobě snaží

dostat do ideální polohy. Případná odchylka od této polohy se kompenzuje v rámci pružnosti rozváděcí tyče, přičemž se rychlostí zvuku distribuuje podél tyče, až zatlumená dorazí ke druhému pohonu, kde vytváří vnější poruchu. Doba přenosu tohoto mechanického impulsu z jednoho konce k druhému přitom u dlouhé tyče činí 9,2 ms, viz příloha A.5.1. To je přibližně patnáctkrát delší doba oproti zpoždění regulátoru 0,62 ms, viz kapitola 6.3.2.

5.2 Systém se dvěma nezávislými pohony

Druhý možný přístup je na první pohled velice podobný a vyžaduje prakticky stejné výrobní náklady jako předchozí návrh. Opět jsou na obou koncích stroje umístěny rozváděcí mechanismy, ale zásadní rozdíl spočívá v rozdělení jedné dlouhé rozváděcí tyče na dvě kratší, jak je zobrazeno na obrázku 5.3. Díky tomu lze očekávat naprosto odlišné dynamické chování než u systému se spřaženými pohony. Ve své podstatě takovéto uspořádání z hlediska rozvádění rozděluje jeden dlouhý stroj na dva poloviční.



Obr. 5.3: Schéma systému se dvěma nezávislými pohony

Výhodou této konstrukce je, že již ověřený způsob řízení může zůstat prakticky nezměněn. Z hlediska simulací a měření stačí zkoumat pouze jednu polovinu soustavy, která je až na délku tyče shodná s původním řešením. I bez provedení analýz je tedy možné předvídat, že při zachování délky stroje lze dosáhnout výkonů srovnatelných se stroji poloviční délky, nebo naopak při zachování výkonnostních parametrů lze celkový počet sekcí zdvojnásobit. Navíc je možné při koordinaci pohonů částečně potlačit reakce přenášené do uložení stroje.

6 *Matematický model*

6.1 **Předpoklady a zjednodušení**

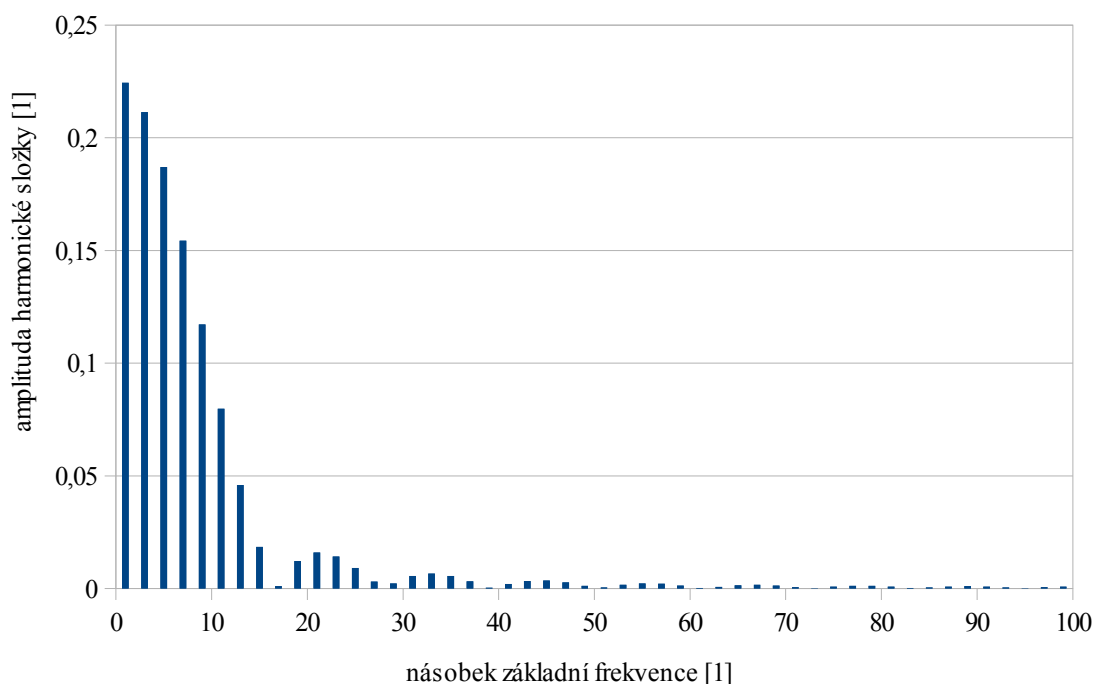
Prakticky každý matematický model obsahuje jistou míru zjednodušujících předpokladů vůči své reálné předloze. Určité zjednodušení modelu je výhodné, protože se tím šetří čas i ostatní zdroje. Na druhou stranu přílišná idealizace může znehodnotit vypovídající hodnotu výsledků. Zanedbávají se tak vlivy, které jsou málo významné nebo nejsou podstatné vzhledem k účelům simulací. Mezi nejvýznamnější předpoklady použité při tvorbě modelů rozváděcích systémů patří:

- klikový mechanismus je sestaven z dokonale tuhých těles (viz kap. 6.1.1);
- rozváděcí tyč je uvažována jako jednodimenzionální těleso (viz kap. 6.1.1);
- materiál sekcí rozváděcí tyče je homogenní (viz kap. 6.1.1);
- jsou zanedbány mechanické vůle a výrobní nepřesnosti;
- je zanedbán odpor vzduchu a vliv tahu navíjených přízí;
- je zanedbán vliv digitalizace řízení (viz kap. 6.1.2);
- jsou zanedbány teplotní vlivy (viz kap. 6.1.3).

6.1.1 *Idealizace mechanické části*

Pro účely sestavení mechanické části dynamického modelu je především podstatné rozhodnout, které komponenty mohou být považovány za tuhá tělesa tak, aby nedošlo k neúměrnému zkreslení výsledku. K určení, zda je možné dané těleso považovat za dokonale tuhé, je potřeba porovnat vlastní frekvence tělesa vzhledem k předpokládanému buzení [23 str. 11].

V případě buzení, které je periodické, je důležitá nejen hlavní frekvence, ale i její vyšší harmonické složky. V grafu na obrázku 6.1 je zobrazeno spektrum amplitud zrychlení předepsané rozváděcí funkce, popsané v kapitole 6.2.2. Jednotlivé čáry zobrazují poměr amplitudy příslušné složky zrychlení k maximální hodnotě zrychlení. Pokud bychom tedy chtěli respektovat maximálně složky dosahující alespoň 5 % amplitudy složky nejvyšší zjistíme, že významný je nejvýše 23 násobek hlavní frekvence. V případě maximální rozváděcí rychlosti 300 zzpm (= 5 Hz) je tak nejvyšší významná frekvence buzení rovna 115 Hz.



Obr. 6.1: Spektrum amplitud zrychlení rozváděcí funkce

Získanou nejvyšší významnou frekvenci buzení lze porovnat s vlastními frekvencemi jednotlivých mechanických komponent. Z modální analýzy dlouhé rozváděcí tyče vychází její vlastní frekvence v podélném směru přibližně 56 Hz, viz příloha C.2. Tato hodnota leží v blízkosti maximální budící frekvence, a proto je potřeba s rozváděcí tyčí v dynamickém modelu počítat jako s poddajným tělesem. V případě klikového mechanismu je nejnižší relevantní vlastní frekvence spojena s ohybem ojnice a činí 1 910 Hz. Tato hodnota je mnohokrát vyšší nežli nejvyšší významná frekvence buzení, a tudíž je dostatečně odlehlá na to, aby mohla výrazněji ovlivnit výsledky simulací. Jednotlivé komponenty klikového mechanismu je tedy vhodné považovat za tuhá tělesa.

Na model rozváděcí tyče, jakožto poddajného tělesa, lze dále zavést doplňující předpoklady. Zásadním zjednodušením použitým v simulacích je redukce rozváděcí tyče na jednorozměrné těleso v jednorozměrném prostoru tak, že se ve výpočtech uvažuje pouze axiální směr. To je provedeno přesto, že i radiální směr má jistý vliv, zejména na vzpěr a následné přičení, jak bylo popsáno v kapitole 5. Na druhou stranu vzniklá chyba je řádově pouze v jednotkách procent. Navíc je případný vzpěr silně ovlivněn výrobními nepřesnostmi, které se liší stroj od stroje. Toto zjednodušení je tak

výhodné především díky redukci počtu neznámých vstupních parametrů.

Dalším zavedeným předpokladem je homogenost materiálu částí rozváděcí tyče. Rozváděcí tyč je po sekcích stroje složena z duralových a kompozitových částí, přičemž kompozit je tvořen podélně orientovanými uhlíkovými vlákny v polyesterové matrici, takže lze očekávat jistou míru anizotropního chování. Vzhledem ke zvolenému jednodimenzionálnímu popisu však nemá zkoumání případné anizotropie smysl. Je ale potřeba zajistit, aby měření materiálových vlastností bylo provedeno v podélném směru. Po délce tyči lze pak jak dural tak kompozit považovat za dostatečně homogenní.

6.1.2 Idealizace servopohonu

Při matematickém popisu servomotoru se vychází z fyzikálního dq modelu, jak je popsáno v kapitole 6.2.4. Odvození tohoto modelu je přejato z odborné literatury včetně výčtu základních předpokladů [24 str. 108], které jsou:

- průběh magnetické indukce ve vzduchové mezeře je harmonický;
- parametry motoru jsou konstantní a stejné ve všech třech fázích;
- „ztráty v železe“ jsou zanedbány;
- tlumící vinutí na rotoru není provedeno;
- nulový vodič není připojen;
- magnetizační charakteristika je lineární.

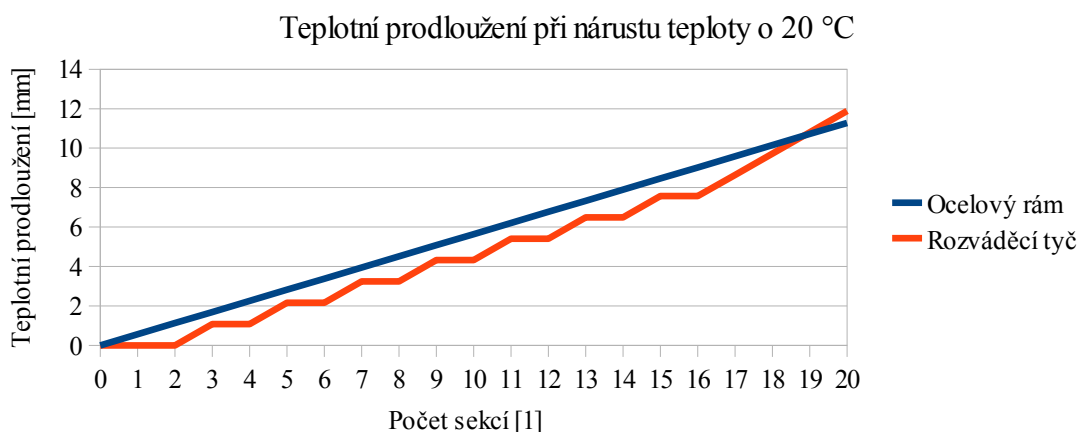
dq model je dále zjednodušen zavedením předpokladu, že proudový regulátor zajišťuje nulový jalový proud. Tato vlastnost je v oblasti pod jmenovitými otáčkami zajištěna přímo algoritmem řízení [24 str. 111]. Pro ověření byl porovnán zjednodušený model s původním, přičemž byly dosaženy prakticky stejné výsledky.

Také je částečně zanedbán vliv digitalizace řízení. Elektronika v ovladači servopohonu nezpracovává data analogově, ale digitálně, takže signál ve zpětné vazbě není ani časově ani amplitudově spojitý. Přitom numerický model pracuje také s diskrétními hodnotami, ale s jiným, zpravidla vyšším, rozlišením. Vliv vzorkování a kvantování je však dostatečně malý a může být v modelu zanedbán. Naopak ale není zanedbáno dopravní zpoždění, které je se zpracováním digitálního signálu spojeno.

6.1.3 Vliv teplotní změny

Teplota a její změna svým způsobem ovlivňuje funkci všech fyzických částí rozváděcího systému. S rostoucí teplotou například vzrůstá odpor vinutí motoru, mění se mechanické vlastnosti materiálů nebo se prodlužuje délka kliky. Většina těchto změn má celkově malý vliv a lze je zanedbat. Z hlediska návrhu je však významný vliv teplotní změny na délku tyče, obzvláště pro stroje dlouhé několik desítek metrů. Dilatace u nich může být i v řádu milimetrů, což je pro systém se spojenými pohony kritické, protože je tyč z obou stran pevně uchycena. Tento problém je technicky řešitelný, například pomocí stejného mechanismu který slouží k rozmazávání krajů. Vzhledem k tomu, že cílem práce je ověření základní funkčnosti systému, je vliv tepelné dilatace společně s návrhem systému pro její kompenzaci vynechán. Pokud by se uvažovalo o zavedení do výroby, bylo by potřeba tuto záležitost dále řešit.

Mimo to je tento problém u současných strojů již částečně řešen, protože tepelná dilatace rozváděcí tyče představuje riziko i pro kvalitu cívky. Rozváděcí tyč je složena z duralových a kompozitových částí, zatímco rám stroje je vyroben z oceli. Tepelná roztažnost duralu je vyšší než oceli a ta je vyšší než teplotní roztažnost použitého kompozitu, jež je prakticky zanedbatelná. Díky tomu, lze tento problém řešit vhodným uspořádáním rozváděcích tyčí tak, že prodloužení tyče způsobené teplotní změnou přibližně odpovídá prodloužení rámu stroje, jak je zobrazeno na obrázku 6.2 [25].



Obr. 6.2: Graf vlivu teplotní změny na prodloužení stroje

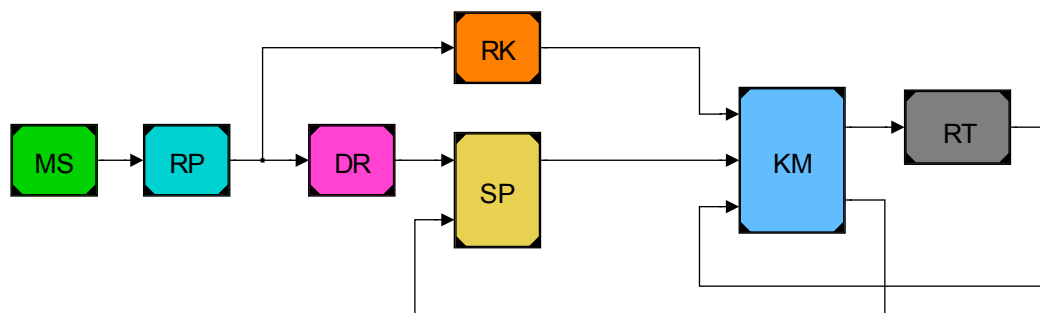
6.2 Sestavení modelu

Zkoumané systémy obsahují zároveň část elektronickou a mechanickou. Jelikož se obě části navzájem značně ovlivňují, není vhodné je posuzovat zvlášť [26]. Pro sestavení modelu bylo proto nutné zvolit softwarový nástroj, který by umožňoval popsat a propojit jak část elektronickou tak mechanickou.

Pro kompletní popis modelu bylo využito prostředí Matlab a Matlab/Simulink 7.1 bez toolboxů. Jedná se o univerzální, ryze matematické prostředí, jehož výhodou je značná kontrola nad prováděnými výpočty. Na druhou stranu zde nejsou k dispozici některé funkce běžné u specializovaných programů. Přímě v základním prostředí Matlabu je prostřednictvím m-file souborů proveden výpočet vstupních hodnot do dynamického modelu a také je zde prováděno následné vyhodnocování získaných dat. Prostředí Simulink je využito k provedení vlastních simulací sestavených dynamických modelů. Všechny modely jsou dostupné v příloze na CD.

6.2.1 Struktura dynamického modelu

Základní struktura dynamického modelu je zobrazena na obrázku 6.3. Z hlediska přehlednosti a modulárnosti je každý model rozdělen do bloků tzv. subsystémů a submodelů, které obsahují ucelené části oddělené vstupy a výstupy. Z důvodu snadnější identifikace mezi ostatními bloky jsou subsystémy zvýrazněny vrženým stínem a submodely černými rohy. Hlavní rozdíl mezi těmito bloky spočívá v tom, že subsystém je na disku uložen přímo v souboru modelu, zatímco submodel má soubor vlastní. Submodel je tak využit v případě, kdy existuje ve více variantách nebo je aplikován na více místech. Sestavení bloků bylo logicky zvoleno tak, aby svojí podstatou odpovídaly jednotlivým částem reálného systému.



Obr. 6.3: Schéma celkové struktury dynamického modelu

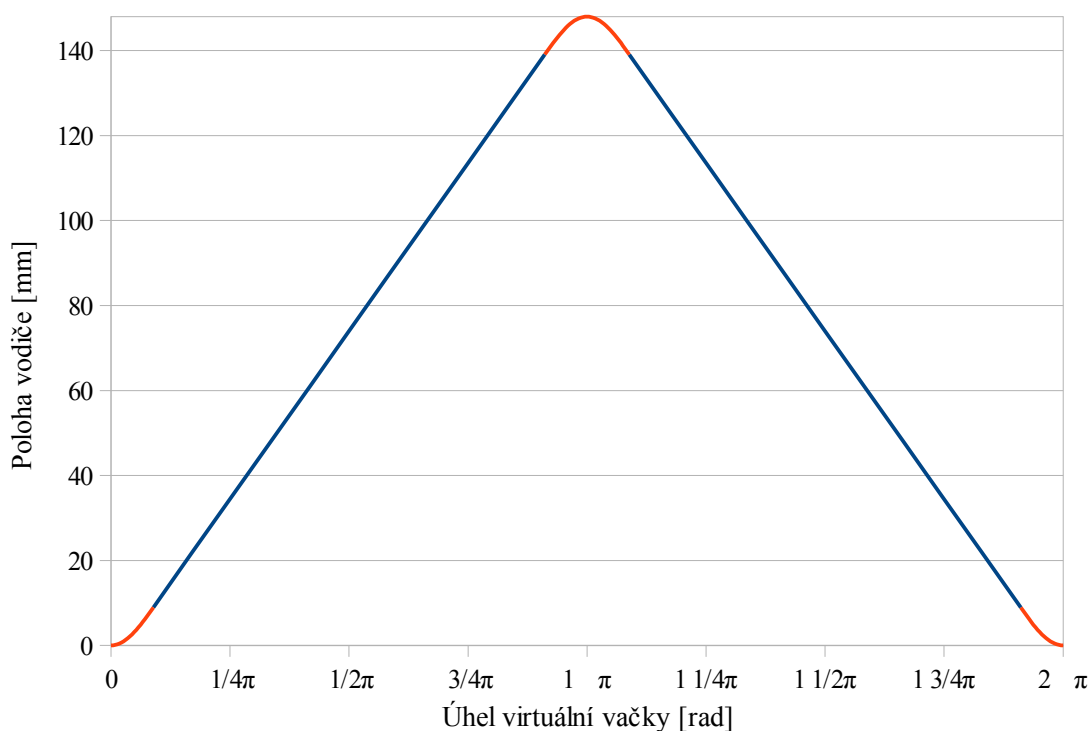
Znázorněné základní bloky jsou:

- MS master udávající otáčky virtuální vačky,
- RP systém rušení pásmového vinutí,
- RK systém rozmazávání krajů,
- DR driver generující požadovaný pohyb (součást software servopohonu),
- SP servopohon (motor a regulace),
- KM klikový mechanismus,
- RT rozváděcí tyč.

Schéma na obrázku je platné pro systém s jedním pohonem. Jeho detailnější verze a zobrazení varianty pro dva pohony jsou uvedeny v příloze B.2.

6.2.2 Předpis rozváděcí funkce

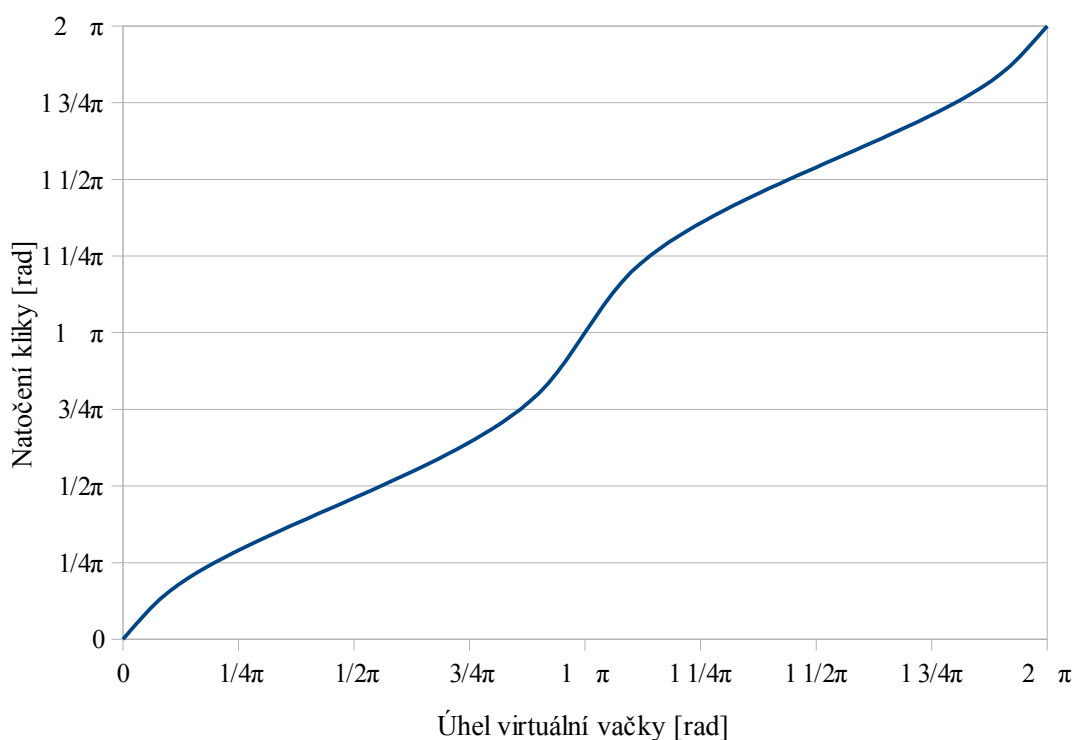
Předpis požadované rozváděcí funkce, znázorněné na obrázku 6.4, vychází ze zdvihové závislosti původní vačky [17].



Obr. 6.4: Požadovaný průběh rozvádění

Zdvih se skládá z oblastí s konstantní rychlostí (modře), jež je v okolí úvratě reverzována po zvolené křivce (červeně), kterou je funkce sinus. Úhel virtuální vačky, na kterém se pohyb zastaví i úhel rozjezdu činí 16° , takže celková velikost přechodové oblasti je 32° . Při přepočtu na zdvih pak vychází délka přechodové oblasti přibližně na 9 mm. Použitý průběh zajišťuje spojité derivace až do řádu zrychlení. Kompletní vzorce včetně odvození a grafů jsou uvedeny v příloze A.4.

Jak v reálném systému, tak v dynamických modelech se však jako vstupní průběh nepoužívá požadovaný zdvih, nýbrž úhel natočení kliky, respektive rotoru, který je znázorněn na obrázku 6.5. Jak je z grafů patrné, tento průběh se od tvaru rozvádění značně liší, což je způsobeno nekonstantním převodem klikového mechanismu. Výsledný tvar je proto určen na základě syntézy hnacího pohybu, jež je detailně popsána v příloze A.4.1. Z důvodu nízkého výpočetního výkonu servopohonu jsou hodnoty požadovaného natočení a rychlosti kliky stanoveny pomocí tabulek. Stejný přístup je využit i v případě matematického modelu, kde jsou příslušné výpočty obsaženy v bloku driveru (DR).



Obr. 6.5: Závislost natočení kliky na natočení virtuální vačky

6.2.3 Model klikového mechanismu

Klikový mechanismus slouží jako převodový člen mezi rotačním pohybem servopohonu a přímočarým vratným pohybem rozváděcí tyče. Jeho konstrukce je navržena bez excentricity, takže osa rotace kliky leží v rovině pohybu osy křížáku. Klika vykonává nerovnoměrný rotační pohyb bez reverzace směru.

Základní výhoda tohoto uspořádání oproti mechanismu s řemenem, zobrazeném na obrázku 3.17, spočívá v podobnosti požadované rozváděcí funkce s průběhem zdvihu klikového mechanismu. Tato podobnost je patrná i z grafu na obrázku 6.5, který se svým charakterem blíží přímce. V praxi to znamená, že změna otáček servopohonu je v poměrně malém rozsahu a směr otáčení motoru není potřeba reverzovat. Dále je mechanicky zajištěno dojíždění do úvratě, takže odpadá nebezpečí přehození příze vlivem přejezdu servopohonu. Pevná šířka rozvádění daná délkou kliky je ale zároveň hlavní nevýhodou tohoto uspořádání. Nejen, že nelze elektronicky volit šířku náviny, ale také je z tohoto důvodu nutné použít přídavný mechanismus pro zajištění rozmazávání krajů. Nekonstantní převodová funkce také není příliš výhodná z hlediska řízení a regulace.

V dynamickém modelu jsou všechny výpočty spojené s klikovým mechanismem obsaženy v bloku klikového mechanismu (KM). Jedná se především o výpočet převodové funkce, tedy polohy tyče v závislosti na poloze hřídele motoru a zároveň vyjádření zátěžného momentu na motoru v závislosti na natočení kliky a síle působící na křížák. Dále jsou do modelu zahrnuty dynamické účinky pohyblivých členů klikového mechanismu, přičemž je použit d'Alambertův princip. Příslušné výpočty jsou uvedeny v příloze A.3.

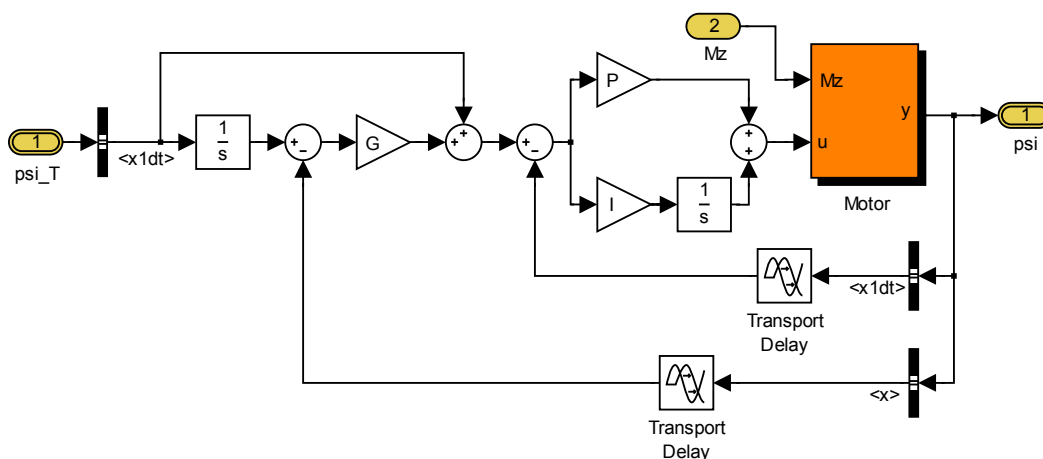
6.2.4 Model servopohonu

Servopohon jako celek se skládá ze synchronního motoru s permanentními magnety a z frekvenčního měniče se sofistikovaným řízením. Vzhledem k vysokým dynamickým nárokům byly zvoleny pohony firmy Emerson – Control Techniques typu Digitax ST Plus. Specifickou vlastností těchto pohonů je použití druhého procesoru (Motion Processor Plus) na společné sběrnici s hlavním procesorem. Pohon tak obsahuje dvě programové vrstvy. Procesor měniče je programován pomocí nastavování parametrů, které lze měnit přímo z menu ovládacího panelu, nebo přes PC

prostřednictvím nástroje CTSoft. Pro aplikaci pokročilých uživatelských programů slouží řídicí jednotka Motion Processor Plus programovaná pomocí vývojového prostředí SYPTPro a programy jsou psány ve formě strukturovaného textu (DPL). Pro naprogramování algoritmů řízení polohy byl použit programovací nástroj Advanced Position Controller (APC), který tvoří ucelený systém algoritmů řízení a souboru instrukcí pro jejich realizaci [27].

V matematickém modelu je řídicí jednotka logicky rozdělena tak, že v bloku servopohonu (SP) jsou pouze základní funkce frekvenčního měniče společně s modelem motoru. Pokročilé funkce realizované v APC jsou v samostatných blocích. Jedná se především o výpočet požadovaného průběhu natočení kliky, který je v bloku driveru (DR). Dále je v samostatném bloku výpočet rušení pásmového vinutí (RP) a nadřazený řídicí systém, který může být rovněž simulován servem, je v bloku master (MS).

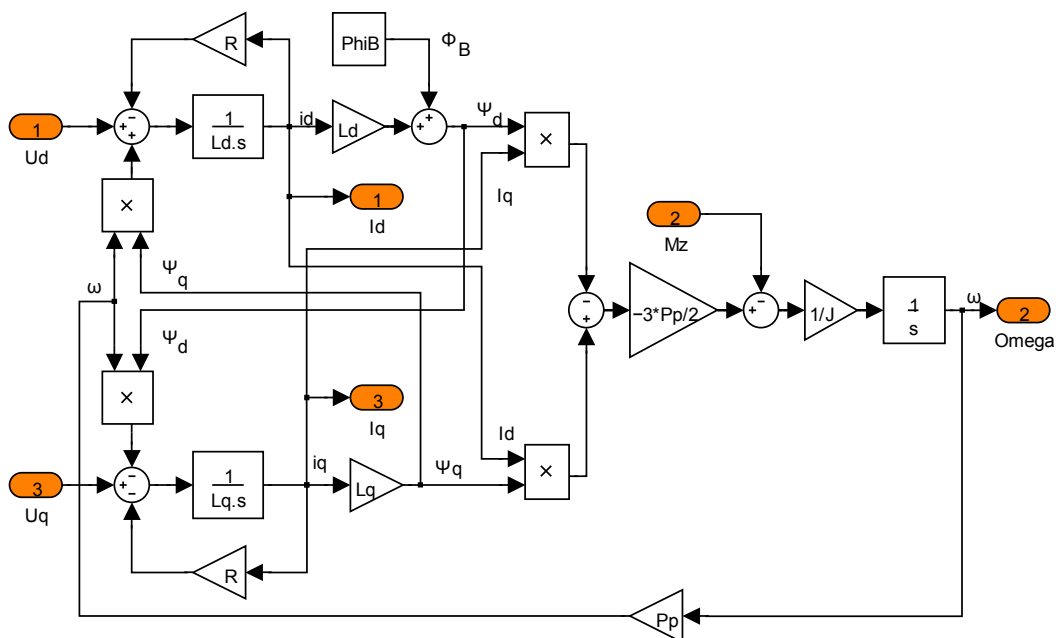
Model řízení frekvenčního měniče je sestaven na základě technické dokumentace [27]. Regulační systém je poměrně rozsáhlý a značně variabilní tak, aby uspokojil rozličné požadavky na něj kladené. Tento komplexní řídicí systém je v matematickém modelu z praktických důvodů výrazně zjednodušen. Především nejsou v modelu zahrnuty žádné funkcionality, které ve skutečnosti nejsou využity. Ve výsledku se tak celý systém redukuje pouze na polohový, rychlostní a proudový regulátor, přičemž základní zapojení polohové a rychlostní regulace je znázorněno na obrázku 6.6.



Obr. 6.6: Schéma polohové a rychlostní regulace

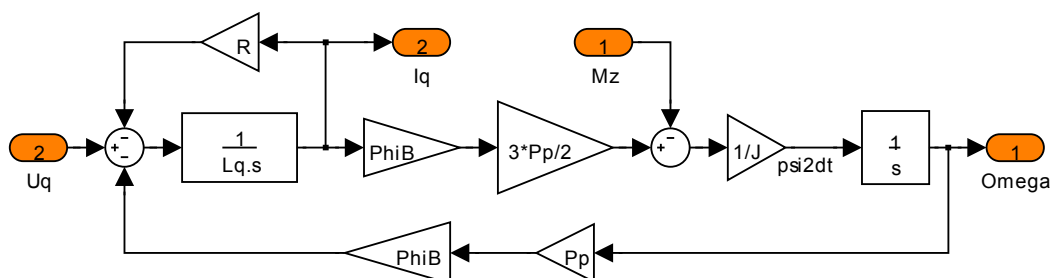
Pro popis chování synchronního elektromotoru s permanentními magnety existuje několik různých matematických modelů. Zde je využit popis pomocí fyzikálních rovnic takzvaným dq modelem [24 str. 108]. Ten využívá transformace statorových souřadnic

do rotujících souřadnic rotoru tak, že osa orientována podélně k magnetické polarizaci rotoru je označena d a osa orientována příčně je označena q . Odvození modelu převzaté z literatury je uvedeno v příloze A.6 a schéma dq modelu realizovaného v Simulinku na základě těchto rovnic je zobrazeno na obrázku 6.7.



Obr. 6.7: dq model synchronního motoru

Nevýhodou dq modelu je, že je nelineární. Model obsahuje násobící bloky, ve schématu označené symbolem \times . V případě, že je regulace správně nastavena a motor je provozován pod jmenovitými otáčkami, měl by proudový regulátor zajišťovat nulový jalový tok, viz kapitola 6.1.2. Pokud z tohoto předpokladu vyjdeme, lze popisové rovnice značně zjednodušit a linearizovat [28 str. 22]. Výsledné schéma, jehož odvození je uvedeno v příloze A.6, je zobrazeno na obrázku 6.8.



Obr. 6.8: Schéma lineárního modelu motoru

Je-li model linearizován, lze jej vyjádřit přenosovou funkcí. Pokud se do přenosu zahrne i rychlostní a proudový regulátor, vznikne ve jmenovateli polynom čtvrtého

stupně a v čitateli polynom druhého stupně, jak je uvedeno v příloze A.6.

Přesto, že lze motor popsat lineárním modelem, celková struktura servopohonu zcela lineární není. Nelinearita je do modelu zavedena v podobě proudového omezení měniče. Ta se ale projeví pouze v okamžiku, kdy proud překročí nastavenou mez, což by mělo nastat pouze výjimečně.

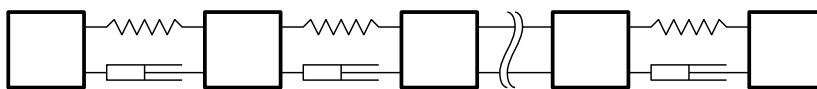
6.2.5 Model rozváděcí tyče

Rozváděcí tyč lze matematicky popsat následujícími způsoby:

- jako tuhé těleso;
- pomocí modelu se soustředěnými parametry;
- metodou konečných prvků.

Jak bylo uvedeno v kapitole 6.1.1, nahrazení tyče tuhým tělesem není vhodné vzhledem k nízké vlastní frekvenci tyče. Navíc takové zjednodušení nezohledňuje tuhost tyče, která je pro funkci spojených motorů zásadní. Náhradu za tuhé těleso tak lze prakticky použít pouze za účelem testování modelu pohonu.

Model se soustředěnými parametry popisuje vlastnosti tyče mnohem lépe. Princip této metody spočívá v rozdělení dlouhé tyče na krátké, pokud možno rovnoměrné úseky. Hmoty těchto úseků se rozdělí a soustředí do fiktivních hmotných bodů – uzlů, ležících na koncích jednotlivých úseků. Takto vzniklé hmotné body se následně vzájemně propojí pomocí vhodného reologického modelu. Z praktického hlediska je nejvhodnější jednoduchý Voigt-Kelvinův viskoelastický model, který sestává z paralelně zapojené ideální pružiny a tlumiče. Vznikne tak soustava zobrazená na obrázku 6.9, přičemž hmotné body jsou zde reprezentovány čtverci.



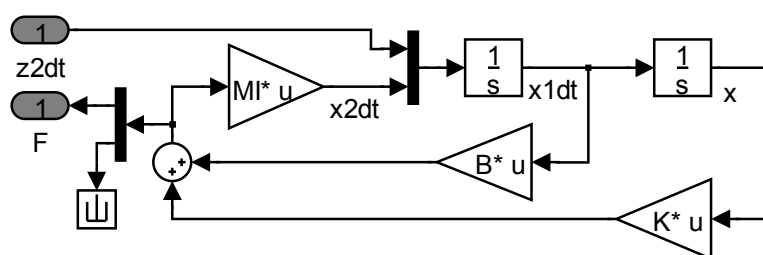
Obr. 6.9: Schéma diskretizované rozváděcí tyče

Jakmile je spojitý model diskretizován na soustavu hmotných bodů, lze pro jednotlivé uzly sestavit dynamické rovnice, viz příloha A.5.2. Vznikne tak soustava lineárních diferenciálních rovnic, které lze s výhodou zapsat v maticovém tvaru:

$$M \cdot \ddot{x} + B \cdot \dot{x} + K \cdot x + f = 0 \quad (6.1)$$

kde M , B a K jsou matice hmotnosti, tlumení a tuhosti, f je vektor vnějších sil, x je vektor posunutí uzlů a 0 je nulový vektor. Způsob sestavení těchto tří matic, včetně zahrnutí hmotnosti vodičů do matice hmotnosti, je uveden v příloze A.5.2. Vzhledem k časově stálým vlastnostem tyče jsou uvedené matice konstantní, takže se spočítají pouze jednou před začátkem simulace.

Po sestavení rovnic je ještě potřeba do modelu zavést okrajové podmínky. Ty jsou v reálném systému reprezentovány uchycením rozváděcí tyče ke křížáku klikového mechanismu. V matematickém modelu s jedním pohonem se realizují tak, že se zrychlení prvního uzlu neurčí na základě působící síly, jako u ostatních uzlů, ale dosadí se zrychlení na křížáku. Síla působící na tento uzel se přitom přivede na klikový mechanismus, kde se přepočítá na zátěž motoru. Výsledné schéma realizované v Simulinku je zobrazeno na obrázku 6.10. Matice MI představuje inverzní matici hmotnosti zmenšenou o první řádek. Obdobným způsobem se v případě spřažených pohonů zavede okrajová podmínka jak na první, tak i na poslední uzel.



Obr. 6.10: Zjednodušené schéma modelu rozváděcí tyče

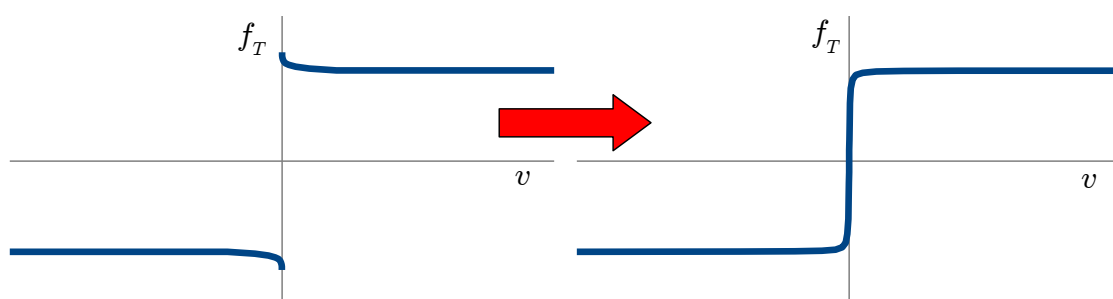
Věrnější model rozváděcí tyče lze získat použitím metody konečných prvků [29 str. 109], [30 str. 311]. Tato metoda se předchozí metodě velice podobá, ale liší se v tom, že hmotu prvků nesoustřeďuje do uzlů. Namísto toho se předpokládá, že průběh posunutí mezi dvěma uzly je funkcí posunutí těchto uzlů. Na typu použité aproximační funkce pak závisí typ prvku, přičemž v případě 1D elementu se lze nejčastěji setkat s jednoduchou lineární aproximací [30 str. 314]. Je-li definován typ prvku, lze matici hmotnosti a tuhosti odvodit na základě kinetické a potenciální energie tak, jak je uvedeno v příloze A.5.3.

Kromě matic hmotnosti a tuhosti je potřeba stanovit i matici tlumení. K jejímu určení existuje řada přibližných metod a nové metody stále vznikají [31]. Pro praktické výpočty se v odborné literatuře nejčastěji doporučuje matici tlumení určit dle vzorce 6.2 jako lineární kombinaci matice hmotnosti a matice tuhosti [32 str. 89].

$$\mathbf{B} = \alpha_1 \cdot \mathbf{M} + \alpha_2 \cdot \mathbf{K} \quad (6.2)$$

Při porovnání s diskrétním modelem odpovídá α_2 vnitřnímu tlumení, zatímco α_1 má charakter vnějšího tlumení. Při dosazení $\alpha_1 = 0$ a $\alpha_2 = b/k$ tak dostaneme matici tlumení totožnou s maticí tlumení u diskrétního modelu pro Voigt-Kelvinův model. Jelikož je totožná i matice tuhosti, jediný praktický rozdíl mezi oběma metodami spočívá v matici hmotnosti. Vzhledem k tomu, že metoda konečných prvků popisuje reálný systém věrněji a výpočetní náročností je s předchozí metodou srovnatelná, byla použita pro všechny relevantní simulace.

Do modelu lze jako vnější sílu zahrnout ještě vliv suchého tření mezi tyčí a podporami. Suché tření se pro běžné rychlosti projevuje prakticky konstantním součinitelem tření a zvýšenou hodnotou pro rychlosti blízké klidu. Třecí síla vždy působí proti směru pohybu, takže při změně orientace rychlosti u ní nastává náhlý skok [23 str. 425]. Nespojitý charakter tření představuje pro numerické výpočty problém, jenž lze řešit různými náhradními modely [33]. V případě, že není zkoumán vliv statického tření, je nejjednodušší nahrazení spojitou funkcí, přičemž v simulacích je použit arkus tangens, jak je znázorněno na obrázku 6.11.



Obr. 6.11: Nahrazení součinitele tření spojitou funkcí

Třecí síly působí pouze v místech podpor. Během pohybu se ale tato místa vzhledem k polohám uzlů mění. Tato změna však v porovnání s rozměry tyče není výrazná, a proto lze zavést příslušné tření přímo do nejbližšího uzlu. Navíc vzhledem k poměrně malému vlivu tření a velké četnosti podpor nevznikne znatelná chyba, ani pokud se tření rozloží rovnoměrně na všechny uzly.

6.2.6 Stabilita výpočtu a volba numerické metody

Vzhledem ke skutečnosti, že se v simulacích řeší dynamické úlohy s využitím

numerických metod, může se při nevhodně zvolené metodě nebo chybně nastavených podmínkách vyskytnout nestabilita řešení. Jako nestabilitu lze označit situaci, kdy jeden nebo více parametrů v čase diverguje, neboli s jednotlivými časovými kroky nepříjemně narůstá chyba. Nestabilita může být způsobena samotným systémem, jehož regulace je chybně navržena, ale rovněž může být způsobená i špatně zvolenou numerickou metodou, nebo nevhodnou velikostí kroku.

Při volbě vhodného numerického řešiče je důležité ověřit, zda se nejedná o takzvaně tuhou (= stiff) úlohu. Tento typ úloh se vyznačuje tím, že změna jednoho parametru vyvolá řádově větší změnu jiného parametru, například pokud malá deformace způsobí velké napětí. V těchto případech běžné explicitní řešiče často selhávají a je nutné použít některý z implicitních řešičů [34 str. 2]. Prvotní analýzy na modelech s rozváděcí tyčí ukázaly, že se jedná o tuhou úlohu. Proto byla zvolena implicitní numerická metoda BDF (Backward Differentiation Formula), v Simulinku označená jako „ode15s (stiff/NDF)“ [35].

Výhodou BDF je, že je až do šestého řádu nepodmíněně stabilní [36 str. 380]. To je pro výpočet velmi praktické, protože velikost kroku lze volit bez ohledu na numerickou stabilitu řešení. Přesto však nelze volit velikost kroku zcela libovolně, protože ovlivňuje přesnost výsledku. Obecně platí, že čím je velikost kroku větší, tím je čas výpočtu kratší, ale přesnost horší. Optimální velikost kroku se navíc v průběhu výpočtu může významně měnit. Proto je Simulink vybaven metodou „Variable-Step“, což znamená, že velikost kroku se během výpočtu adaptivně mění podle požadované přesnosti [35]. Drobnou nevýhodou je, že nelze dopředu odhadnout počet kroků a s tím spojenou dobu výpočtu (proto ji například nelze použít pro výpočty v reálném čase).

6.3 Identifikace systému

Pod pojmem identifikace systému se rozumí stanovení parametrů modelu tak, aby odpovídaly vlastnostem skutečného stroje. Na přesnosti určení jednotlivých parametrů pak závisí kvalita celého výsledku. Některé parametry lze měřit snadno, zatímco jiné se stanovují jen velmi obtížně. Přitom u mnoha parametrů není předem známo jak velký vliv skutečně mají. Proto je snaha všechny hodnoty určit s co největší přesností.

6.3.1 Identifikace vlastností RT

Mezi hlavní vlastnosti rozváděcích tyčí patří:

- l_s délka tyčí (shodná s délkou sekce),
- d_d, d_k vnitřní průměry tyčí,
- D_d, D_k vnější průměry tyčí,
- m_d, m_k hmotnost tyčí,
- k_d, k_k tuhost tyčí,
- b_d, b_k vnitřní tlumení tyčí.

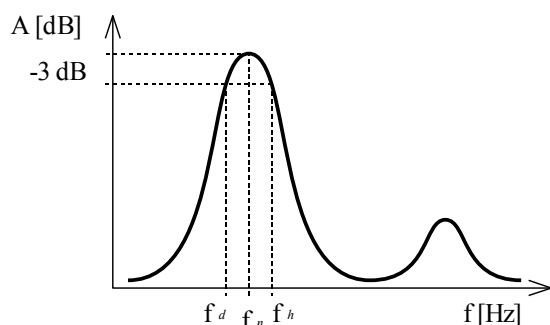
kromě těchto hodnot bylo potřeba určit i hmotnosti použitých vodičů a spojek a pro potřeby měření i hmotnosti náhradních zátěží a snímačů. K měření hmotností byly využity standardní digitální váhy s rozlišením 0,1 g, přičemž u lehkých prvků bylo za účelem zvýšení přesnosti váženo několik kusů najednou. Dalším přímo měřitelným parametrem je délka tyčí, která je shodná s délkou sekce. Pro její ověření byl použit běžný svinovací metr. Komplexní měření průřezů, tuhostí a vnitřních tlumení jsou popsána ve výzkumné zprávě [37].

Měření tuhostí, respektive modulů pružnosti, tyčí bylo provedeno na univerzálním zkušebním stroji TIRAtest 2300. Pro zkoušky bylo použito 10 kompozitových a 10 duralových vzorků o délce 150 mm, které jsou zobrazeny na obrázku 6.12. K měření prodloužení vzorků byl použit průtahoměr, aby se vyloučil vliv deformace rámu zkušebního stroje. Společně s měřením tuhosti byly měřeny i geometrické rozměry průřezu. Pro dosažení vysoké přesnosti byl použit optický mikroskop umožňující odečítání vzdáleností s přesností na mikrometry.



Obr. 6.12: Zkušební vzorky tyčí po měření tuhosti

Zbývajícím parametrem je viskózní tlumení. Ze všech vlastností rozváděcí tyče je nejhůře měřitelné a výsledky jsou nejméně přesné. Naštěstí má hodnota tlumení na celkové výsledky simulace poměrně malý vliv. Pro její stanovení existuje několik různých nepřímých metod [38]. V našem případě bylo měření provedeno pomocí metody měření poklesu spektra na poloviční výkon, jak je uvedeno v rovnicích 6.3 a znázorněno na obrázku 6.13 [39], [40]. Získané hodnoty jsou uvedeny v příloze A.5.1.



Obr. 6.13: Fourierovo spektrum

$$\eta = \frac{f_d - f_h}{f_n} \quad (6.3)$$

$$b = \eta \cdot \sqrt{k \cdot m}$$

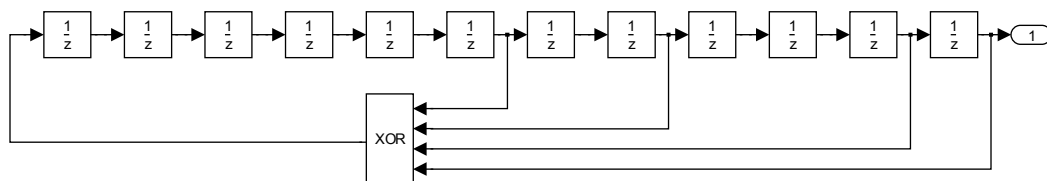
6.3.2 Identifikace servopohonu

Servopohon je celkově komplexní systém, který je pro účely matematické simulace reprezentován modelem popsáním v kapitole 6.2.4. Ten pro svou funkci vyžaduje určení následujících vstupních parametrů:

- G zisk polohového regulátoru,
- P proporcionální zisk otáčkového regulátoru,
- I integrační zisk otáčkového regulátoru,
- K_p proporcionální zisk proudového regulátoru,
- K_i integrační zisk proudového regulátoru,
- R odpor vinutí statoru,
- L_q indukčnost vinutí statoru v podélné ose,
- p_p počet pólových párů,
- J moment setrvačnosti rotoru,
- k_m momentová konstanta motoru,
- k_e elektrická konstanta motoru,
- n_{limit} hodnota otáčkového omezení,
- I_{limit} hodnota proudového omezení.

Většinu těchto parametrů lze najít v technické specifikaci od výrobce motoru [41], nebo v nastavení řídicí jednotky po provedení autotuningu. K určení zbylých parametrů, ověření nalezených hodnot a ověření funkčnosti modelu byla provedena měření pohonu se zkušební zátěží ve formě setrvačnicků. Získaná data poté byla ve frekvenční oblasti srovnávána s výsledky simulace.

Pro identifikaci motoru ve frekvenční oblasti bylo nutné zvolit vhodný typ budící funkce. Jako nejvhodnější se ukázalo použití takzvaného PRBS (Pseudo Random Binary Sequence) signálu [42 str. 230], který soustavu vybuzuje na všech sledovaných frekvencích se stejnou intenzitou. Tento signál tvoří série binárních stavů a je generován pomocí posuvného registru se zpětnou vazbou. Na velikosti registru závisí délka sekvenční tak, že pro registr s n bity je délka sekvenční $2^n - 1$ binárních stavů. To znamená, že například použitý 12bitový signál obsahuje v jedné periodě 4095 členů. Generátor realizovaný v Simulinku je zobrazen na obrázku 6.14.

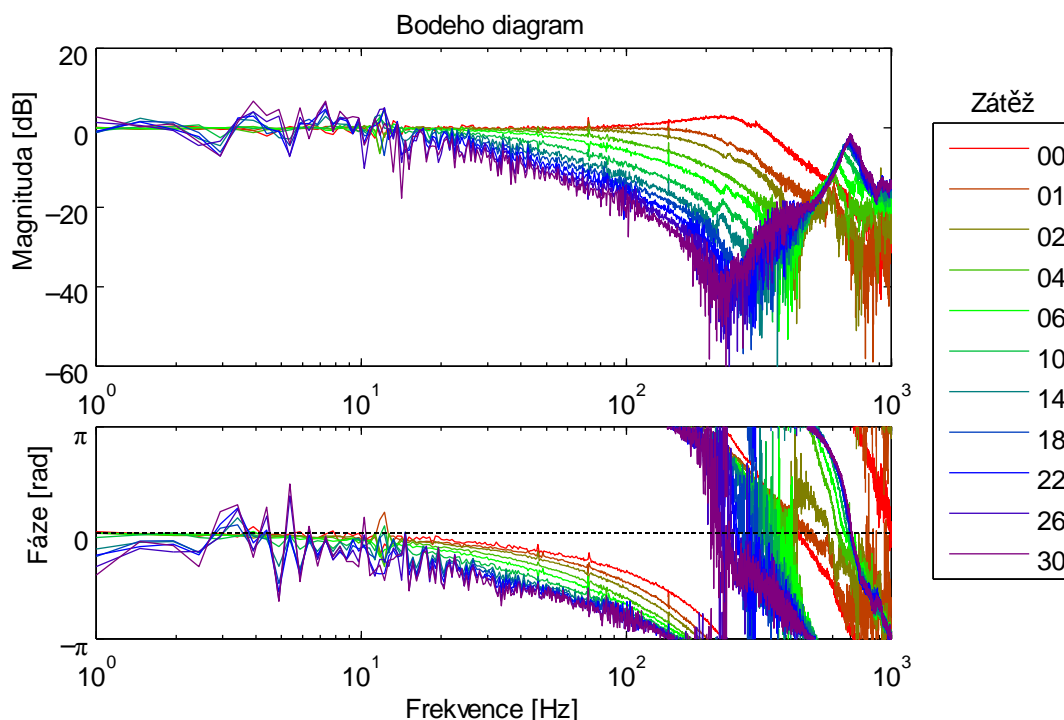


Obr. 6.14: 12bitový PRBS generátor

Pro účely praktického měření byl PRBS signál převeden na žádanou rychlost tak, že se ke zvolené střední rychlosti 240 ot/min na základě logického stavu přičetlo nebo odečetlo 1 %. Doba trvání jednoho stavu přitom odpovídala vzorkovací frekvenci měření. Její velikost přímo ovlivňuje maximální frekvenci získanou z FFT analýzy a celková doba jedné periody ovlivňuje rozlišení mezi dvěma sousedními frekvencemi ve spektru. Jako nejvhodnější tak byla zvolena maximální frekvence, kterou měnič umožňuje, a to 2 kHz, takže celková délka periody byla přibližně 2 s.

Po provedení měření pohonu se setrvačnický se ze získaných dat určil průměr ze čtyř po sobě jdoucích period, čímž se částečně potlačil náhodný šum. Z průměrných dat se poté provedla FFT analýza, jejíž výsledek se podělil spektrem budící funkce, čímž se získal přenos. Výsledné průběhy pro různá čísla zátěží, viz kapitola 7.1, jsou zobrazeny na obrázku 6.15. Tyto průběhy byly následně využity jako referenční průběhy pro stanovení kvality simulace, respektive kvality vstupních parametrů modelu. Aby bylo možné určit míru shody měřených dat a dat ze simulace, bylo stanoveno hodnotící

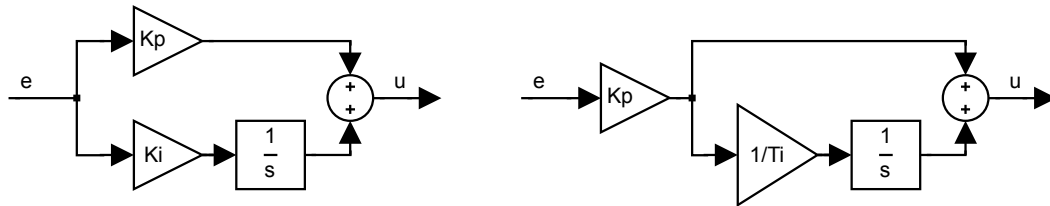
kritérium obdobné jako u metody nejmenších čtverců. Do jeho výpočtu byla navíc zavedena penalizační funkce za účelem zvýhodnění nižších frekvencí, které jsou pro chování soustavy významnější.



Obr. 6.15: Bodeho diagram měřeného přenosu pro různé zátěže

Při testování matematického modelu se zásadním způsobem projevil vliv dopravního zpoždění t_d . Dopravní zpoždění je zavedeno do zpětnovazební smyčky a je způsobeno digitálním zpracováním signálu, jak bylo zmíněno výše. Po otestování několika variant se jako správná ukázala hodnota $t_d = 623 \mu\text{s}$. Tato hodnota je pro použitý spínací kmitočet 12 kHz uvedena v manuálu ke starší generaci měničů jako celkové zpoždění [43 str. 29]. V novější verzi již tato hodnota z neznámého důvodu uvedena není i přesto, že zbylé údaje zůstaly shodné [27 str. 131]. Mimo to bylo zjištěno další zpoždění $t_{d2} = 600 \mu\text{s}$ mezi hodnotami na vstupu do regulátoru a hodnotami zaznamenanými do paměti měniče.

Dalšími parametry, které byly zkoumány jsou hodnoty nastavení proudového regulátoru K_p a K_i . Použitý regulátor Control Techniques používá zapojení, kde je proporcionální zisk zapojen paralelně k integrační větvi, jak je zobrazeno na obrázku 6.16 vlevo [27]. Přitom u ostatních výrobců se lze často setkat i se zapojením do série, zobrazené vpravo. Vzájemný přepočít je potom dle vzorce 6.4.



Obr. 6.16: Schéma regulátoru Control Techniques a alternativní zapojení

$$K_i = \frac{K_p}{T_i} \quad (6.4)$$

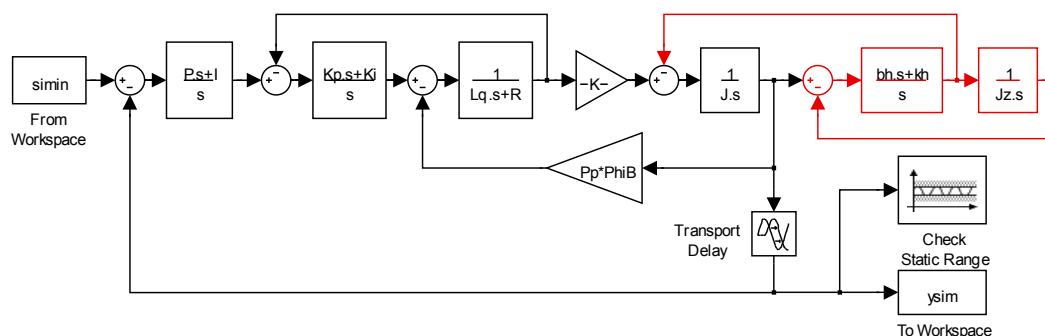
Hodnoty zisků proudového regulátoru byly nastaveny na základě vypočtených hodnot z autotuningu, jež byly v souladu s doporučením od výrobce mírně zvýšeny. Postup, podle kterého je proveden výpočet doporučených hodnot, je uveden v manuálu dle vzorců 6.5 [27 str. 131]. Při provedení jednotkové analýzy těchto vzorců lze zjistit, že jsou oba parametry bezrozměrné. Stejná struktura i hodnoty byly zároveň použity v matematických modelech.

$$\begin{aligned} \text{Pr 4.13} = K_p &= \frac{L}{167 \mu s} \cdot \frac{K_C}{V_{fs}} \cdot \frac{\sqrt{2}}{0,45} \cdot \frac{256}{5} \\ \text{Pr 4.14} = K_i &= K \cdot L \cdot K_C \cdot 256 \cdot 167 \mu s \cdot \frac{R}{L} \end{aligned} \quad (6.5)$$

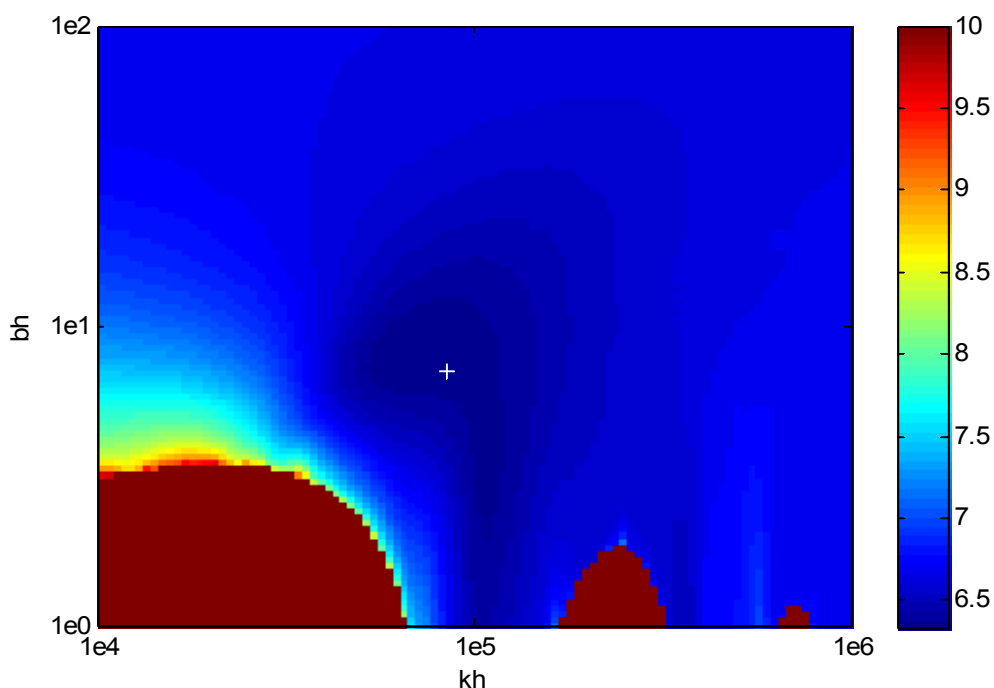
Při vyšších hodnotách momentu setrvačnosti zátěže se v oblasti okolo 700 Hz v přenosu objevuje pól, jak je patrné na obrázku 6.15. To je typické pro vícehmotový systém, což může být způsobeno vlivem poddajnosti hřídele motoru. Pro započítání poddajnosti hřídele je potřeba schéma doplnit přidáním bloků, které jsou na obrázku 6.17 znázorněny červenou barvou. Vzniknou tak dva nové neznámé parametry k_h a b_h vyjadřující torzní tuhost a tlumení hřídele. Jejich hodnota byla určena na základě hledání minima hodnotícího kritéria.

Na obrázku 6.18 je znázorněn třírozměrný graf závislosti hodnotícího kritéria na velikosti proměnných k_h a b_h . Pro pokrytí více řádů jsou obě osy v logaritmickém měřítku. Obdobně odpovídá barevná stupnice logaritmu hodnotícího kritéria, přičemž čím je jeho hodnota nižší, tím je shoda s měřením lepší. Tmavě červená oblast zobrazuje nastavení, při kterém je numerický model nestabilní. Bílým křížkem jsou zobrazeny hodnoty s nejlepší shodou, které byly následně použity v modelu. Nalezené hodnoty jsou reálné pro odpovídající průměr a délku hřídele motoru. V simulacích celé soustavy

přesto poddajnost hřídele pohonu započítána nebyla, protože její vliv se projevuje ve frekvencích výrazně vyšších, než je nejvyšší významná složka buzení.

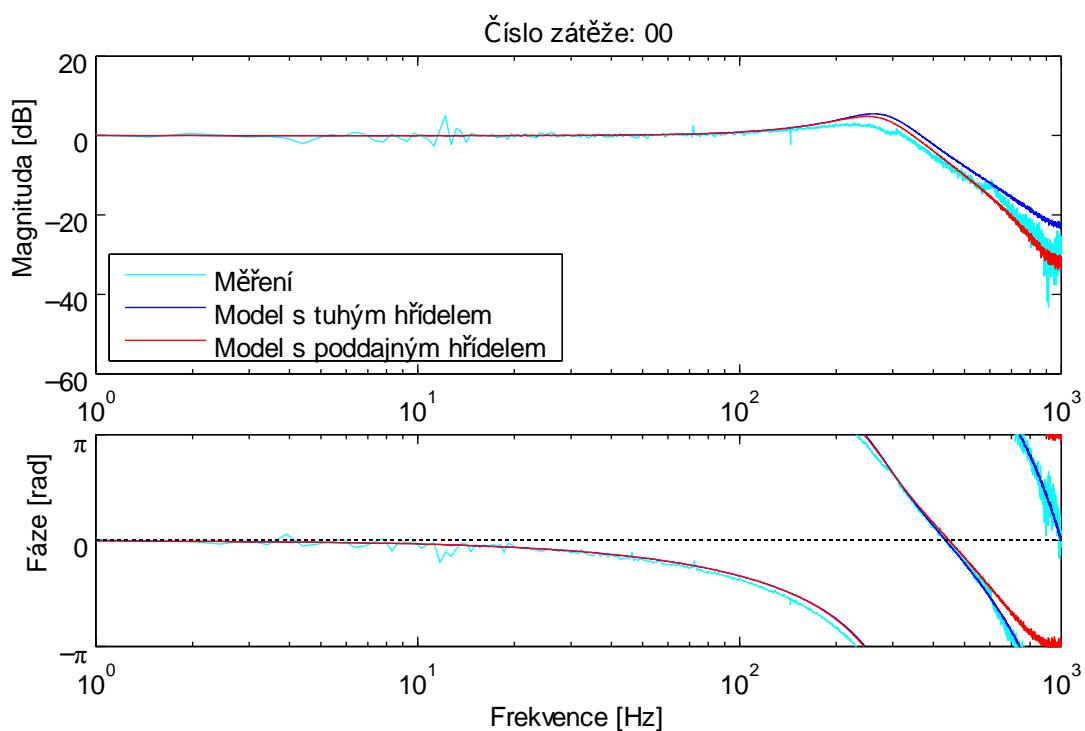


Obr. 6.17: Schéma modelu servopohonu se setrvačníkem pro identifikaci

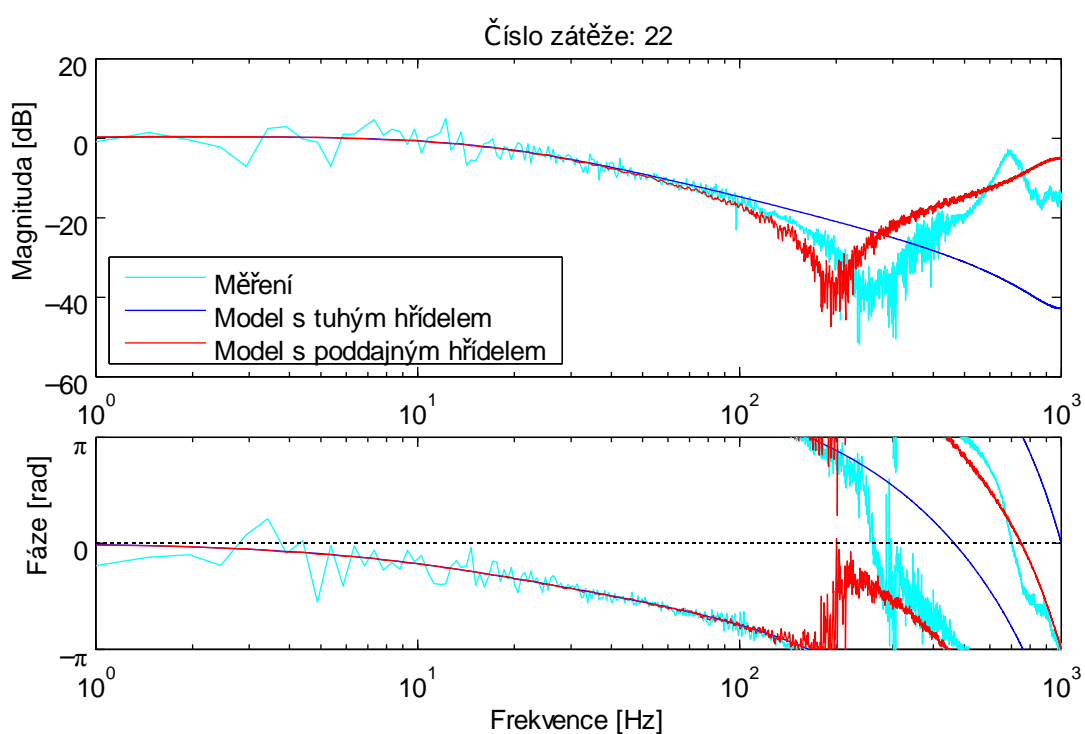


Obr. 6.18: Vliv parametrů k_h a b_h na hodnotící kritérium

Na základě výše zmíněných postupů se podařilo získat takové vstupní parametry, že simulace pohonu s nimi vykazuje ve frekvenční oblasti poměrně dobrou shodu s provedeným měřením. Grafy srovnání simulace s měřením jsou pro dvě různé zátěže zobrazeny na obrázcích 6.19 a 6.20.



Obr. 6.19: Bodeho diagram pro zátěž $J_z = 2,0e-3 \text{ kg m}^2$



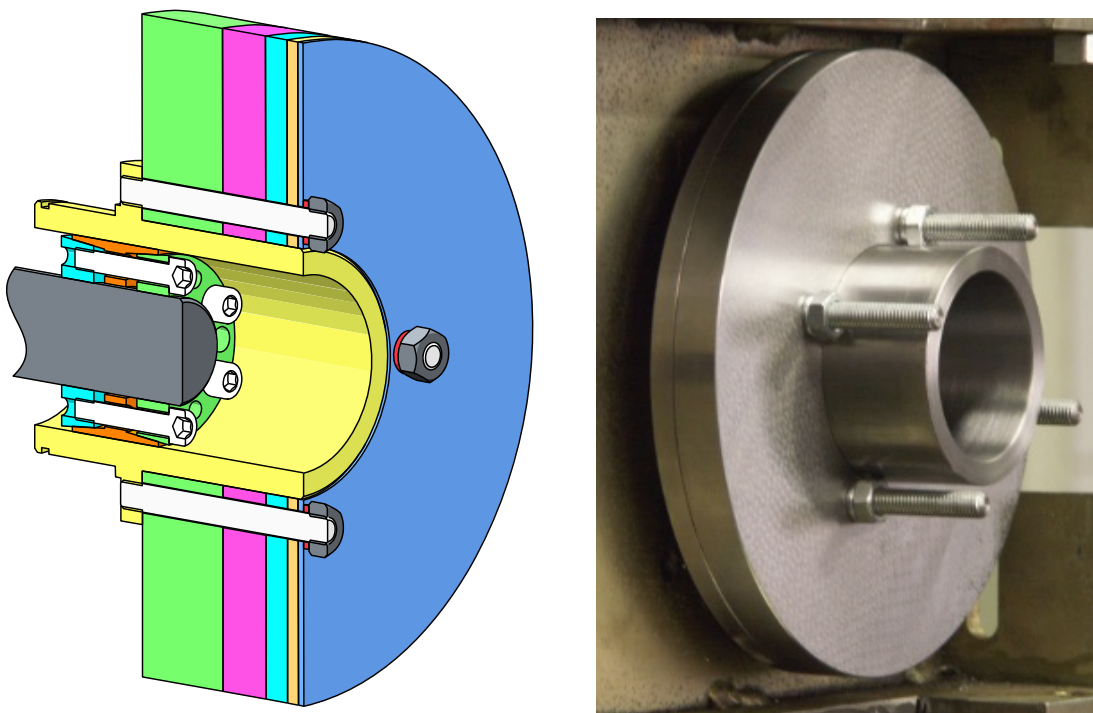
Obr. 6.20: Bodeho diagram pro zátěž $J_z = 38,5e-3 \text{ kg m}^2$

7 Konstrukce zkušebního zařízení

7.1 Konstrukce setrvačníku pro identifikaci pohonu

Za účelem provedení identifikace vlastností servopohonu, jak je popsáno v kapitole 6.3.2, bylo zapotřebí zkonstruovat náhradní zátěž – setrvačnick. Vzhledem k proměnnému převodovému poměru na klikovém mechanismu, není konstantní ani redukovaný moment setrvačnosti zátěže na motor. Proto je potřeba odezvu servopohonu měřit pro různé momenty setrvačnosti náhradní zátěže.

Aby byla tato podmínka splněna, byla navržena jednoduchá modulární koncepce sestávající ze středu a násuvných setrvačných hmot. S ohledem na způsob výroby a pro snadný výpočet momentu setrvačnosti, byla zvolena sada válcových disků, jak je znázorněno na obrázku 7.1. Pro získání maximální variability při zachování malého počtu dílů, byly disky provedeny v různých tloušťkách odstupňovaných dvojnásobnou geometrickou posloupností. Maximální moment setrvačnosti byl navržen na základě maximálního redukovaného momentu setrvačnosti systému s dlouhou tyčí. Kompletní postup je popsán v příloze A.7.



Obr. 7.1: Setrvačnick a jeho CAD model v řezu

Po zhotovení byly jednotlivé díly setrvačnicku přeměřeny a moment setrvačnosti byl následně určen výpočtem. Pro kontrolu byla navíc vypočtena hmotnost jednotlivých dílů a porovnána s měřením. Výsledné hmotnosti a momenty setrvačnosti pro jednotlivé díly jsou uvedeny v příloze A.7. V tabulce 7.1 jsou hodnoty pro možné kombinace sestaveného setrvačnicku. Při měření byly použity pouze kombinace zvýrazněné tučně.

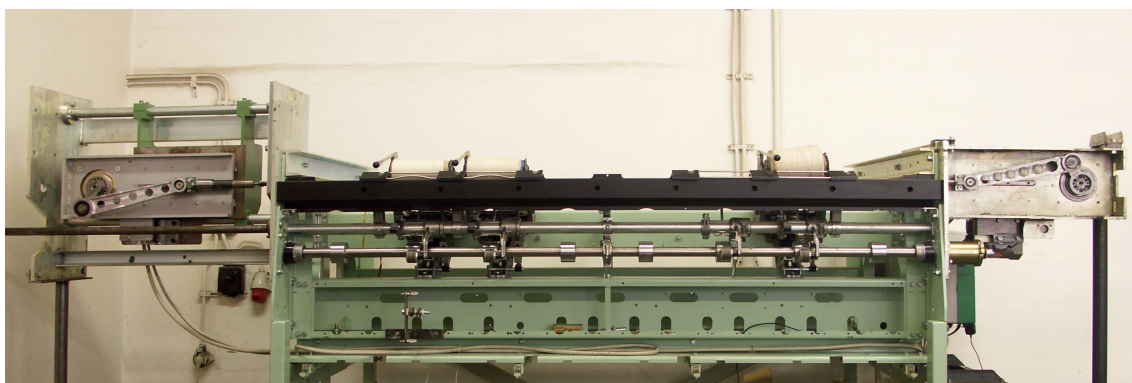
č.	kombinace 5 4 3 2 1	moment setrvačnosti 10 ⁻³ [kg m ²]	hmotnost [kg]	č.	kombinace 5 4 3 2 1	moment setrvačnosti 10 ⁻³ [kg m ²]	hmotnost [kg]
00	0 0 0 0 0	2,02 ± 0,10	1,98 ± 0,09	16	1 0 0 0 0	28,08 ± 0,49	7,37 ± 0,17
01	0 0 0 0 1	4,16 ± 0,17	2,51 ± 0,11	17	1 0 0 0 1	29,95 ± 0,54	7,75 ± 0,18
02	0 0 0 1 0	5,72 ± 0,17	2,82 ± 0,11	18	1 0 0 1 0	31,51 ± 0,55	8,07 ± 0,18
03	0 0 0 1 1	7,58 ± 0,22	3,20 ± 0,12	19	1 0 0 1 1	33,38 ± 0,60	8,44 ± 0,19
04	0 0 1 0 0	9,28 ± 0,23	3,55 ± 0,12	20	1 0 1 0 0	35,07 ± 0,60	8,79 ± 0,20
05	0 0 1 0 1	11,15 ± 0,28	3,93 ± 0,13	21	1 0 1 0 1	36,94 ± 0,65	9,17 ± 0,21
06	0 0 1 1 0	12,71 ± 0,28	4,24 ± 0,13	22	1 0 1 1 0	38,50 ± 0,65	9,49 ± 0,21
07	0 0 1 1 1	14,58 ± 0,33	4,62 ± 0,14	23	1 0 1 1 1	40,37 ± 0,71	9,87 ± 0,22
08	0 1 0 0 0	15,79 ± 0,33	4,87 ± 0,14	24	1 1 0 0 0	41,58 ± 0,71	10,11 ± 0,22
09	0 1 0 0 1	17,66 ± 0,38	5,25 ± 0,15	25	1 1 0 0 1	43,45 ± 0,76	10,49 ± 0,23
10	0 1 0 1 0	19,22 ± 0,39	5,57 ± 0,15	26	1 1 0 1 0	45,01 ± 0,76	10,81 ± 0,23
11	0 1 0 1 1	21,09 ± 0,44	5,95 ± 0,16	27	1 1 0 1 1	46,88 ± 0,81	11,19 ± 0,24
12	0 1 1 0 0	22,78 ± 0,44	6,29 ± 0,16	28	1 1 1 0 0	48,58 ± 0,82	11,53 ± 0,24
13	0 1 1 0 1	24,65 ± 0,49	6,67 ± 0,17	29	1 1 1 0 1	50,44 ± 0,87	11,91 ± 0,25
14	0 1 1 1 0	26,21 ± 0,50	6,99 ± 0,18	30	1 1 1 1 0	52,00 ± 0,87	12,23 ± 0,25
15	0 1 1 1 1	28,08 ± 0,55	7,37 ± 0,19	31	1 1 1 1 1	53,87 ± 0,92	12,61 ± 0,26

pozn. zátěž 00 představuje pouze svěrné pouzdro a střed bez šroubů

Tab. 7.1: Tabulka momentu setrvačnosti a hmotnosti pro různé kombinace setrvačnicku

7.2 Konstrukce zkušebního zařízení se dvěma pohony

Pro potřeby ověření funkčnosti nového řešení se dvěma spřaženými servopohony bylo potřeba sestavit zkušební zařízení, které by takovéto uspořádání napodobovalo. Z předchozí části projektu byla k dispozici dvě zkušební zařízení s pohonem z jedné strany. První o délce jedné sekce vybavené navíjecími místy a druhé s délkou dvaceti sekcí bez možnosti navíjení. Z praktických důvodů bylo rozhodnuto provést experimenty nejprve na zařízení s jednou sekcí. U ní byl na pravé straně připevněn servomotor s klikovým mechanismem včetně mechanismu na rozmazávání krajů. Pro účely testování dvou spřažených pohonů bylo potřeba uchytit servopohon s klikovým mechanismem i na levou stranu sekce a připojit pružnou spojku nahrazující tuhost tyče. Výsledná podoba upraveného zkušebního zařízení je zobrazena na obrázku 7.2.

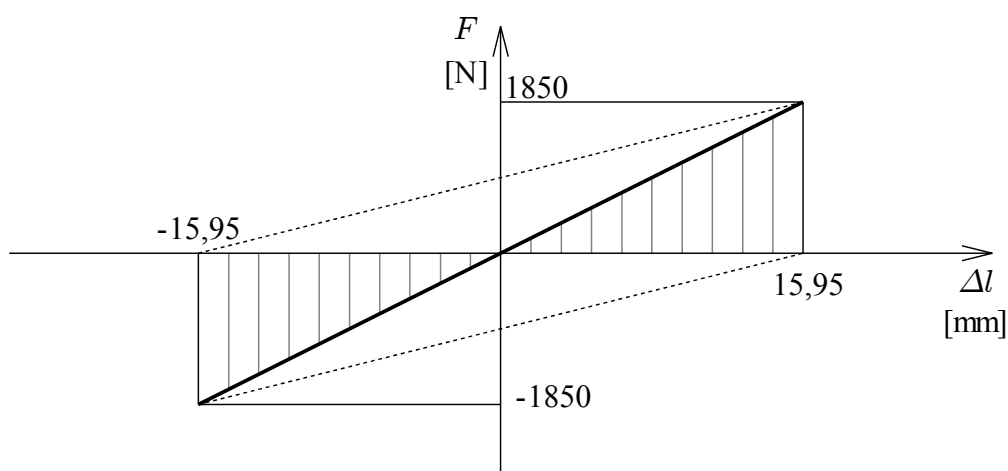


Obr. 7.2: Zkušební zařízení se dvěma pohony

7.2.1 Konstrukce pružné spojky

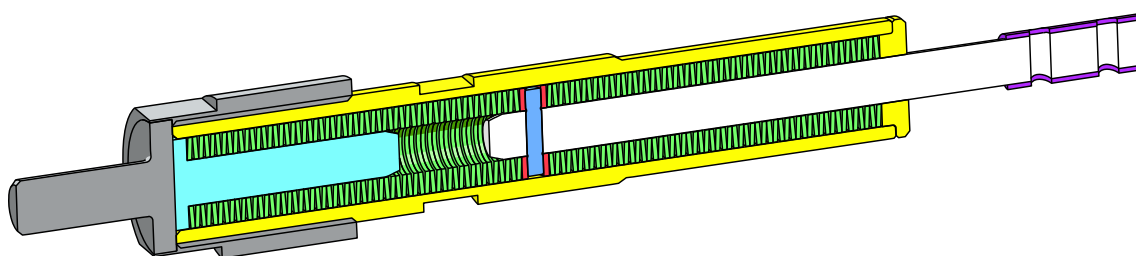
K propojení klikových mechanismů byla použita pružná spojka, která nahrazovala pružnost dlouhé rozváděcí tyče. Na zkušebním zařízení je umístěna mezi levý klikový mechanismus a tyč jedné sekce. Pokud by nebyla použita, bylo by mechanické svázání pohonů příliš tuhé bez možnosti kompenzace vzájemné odchylky polohy.

Silová charakteristika pružné spojky je zobrazena na obrázku 7.3. Je u ní vyžadováno, aby zajišťovala tuhost shodnou s tuhostí dlouhé tyče a to jak v tahu tak v tlaku. Proto bylo zvoleno uspořádání v podobě pístu mezi dvěma předepnutými tlačnými pružinami, jak je zobrazeno na obrázku 7.4. V grafu na obrázku 7.3 jsou charakteristiky jednotlivých stran znázorněny čárkovanou čarou a tučnou čarou je znázorněn jejich součet – silová charakteristika celé spojky. Pracovní oblast je předpokládána pouze do 1850 N, při vyšším zatížení na sebe pružiny dosednou.

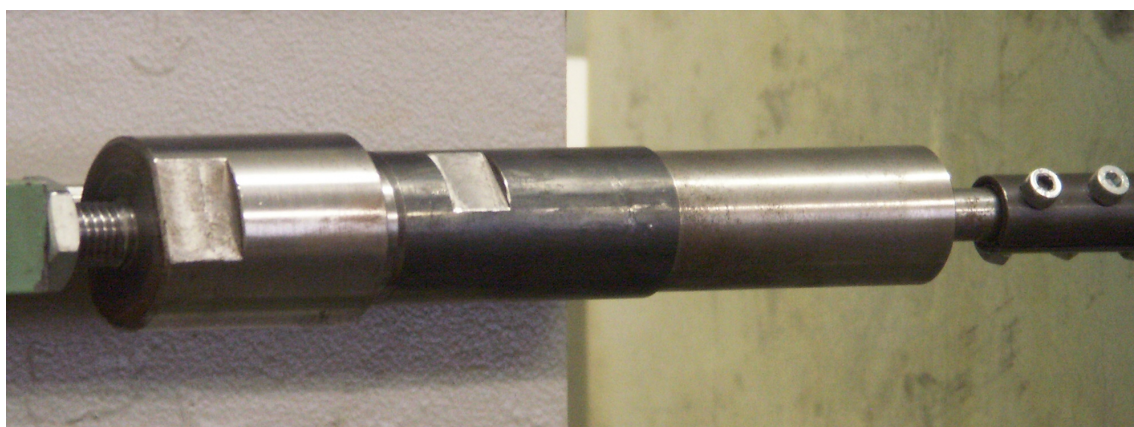


Obr. 7.3: Silová charakteristika pružné spojky

Při návrhu pružné spojky, jenž je popsán v příloze A.8, bylo potřeba akceptovat prostorové omezení, které limituje její rozměry jak v průměru tak v délce. Proto byly jako pružné elementy zvoleny soustavy talířových pružin, které poskytují dobrý poměr akumulované energie vůči rozměrům [44]. Kromě toho je jejich výhodou, že v případě potřeby lze změnou uspořádání měnit celkovou tuhost soustavy. Aby nemohlo dojít k roztržení pláště spojky, byl z bezpečnostních důvodů mezi píst a výstupní tyč vložen střížný kolík. Výsledné provedení je zobrazeno na obrázku 7.5.



Obr. 7.4: CAD model pružné spojky v řezu



Obr. 7.5: Pružná spojka

Přestože takto konstruovaná pružná spojka dokáže dostatečně nahradit pružnost dlouhé tyče, ve dvou vlastnostech se od tyče výrazně odlišuje. Prvním rozdílem je naprosto odlišné rozdělení hmotnosti. Jednak je hmotnost spojky výrazně nižší a dále je většina její hmoty soustředěna do dvou vysoce tuhých těles. Nižší hmotnost by bylo možné kompenzovat přidáním dodatečných závaží, ale pro účely ověření principu to není nezbytně nutné. Druhou vlastností je jiná rychlost šíření vln, která je dána rychlostí zvuku v daném materiálu. Pro tyč je to přibližně 9,2 ms, zatímco u náhradní spojky je tento přenos výrazně rychlejší.

7.3 Úprava algoritmu řízení

Použitý algoritmus řízení vychází z principu, který byl navržen a odzkoušen pro systém poháněný z jedné strany. Ten bylo pro účel aplikace na systém se spřaženými pohony potřeba upravit. Jednak byla doplněna komunikace mezi pohony a z důvodu zvýšení přesnosti byla provedena změna algoritmu řízení z rychlostního na polohové.

K přesné synchronizaci pohonů bylo využito sběrnice CTSync firmy Control Techniques, která je pro tyto účely speciálně určena. Jeden z pohonů – master generuje hodinový signál pro synchronizaci čtení zpětné vazby (250 μ s) a startu příslušných úloh (500 μ s). Zároveň jednosměrně vysílá referenční signál, kterým je poloha virtuální vačky. Aby bylo zajištěno, že oba pohony pracují se stejnou hodnotou ve stejný okamžik, tak i jednotka master odečítá natočení virtuální vačky pro další zpracování ze sběrnice. Tato hodnota se následně v obou pohonech nezávisle přepočítá na požadované natočení kliky. Tímto způsobem je zajištěno, že jsou oba pohony funkčně rovnocenné.

Dále byla provedena změna z rychlostního řízení na polohové. Původní způsob využíval rychlostní řízení systému APC. Ten při větším zatížení vedl k výrazným odchylkám v natočení kliky a pro systém se spřaženými pohony tak nebyl prakticky použitelný. Nově byl využit systém APC řízení polohy, u něž se poloha virtuální vačky převádí přímo na požadovanou polohu natočení kliky. K tomu je využito pole konstant, které přiřazuje pro 3600 poloh virtuální vačky polohu kliky s přesností 2^{16} inkrementů na otáčku, což odpovídá rozlišení použitého enkodéru.

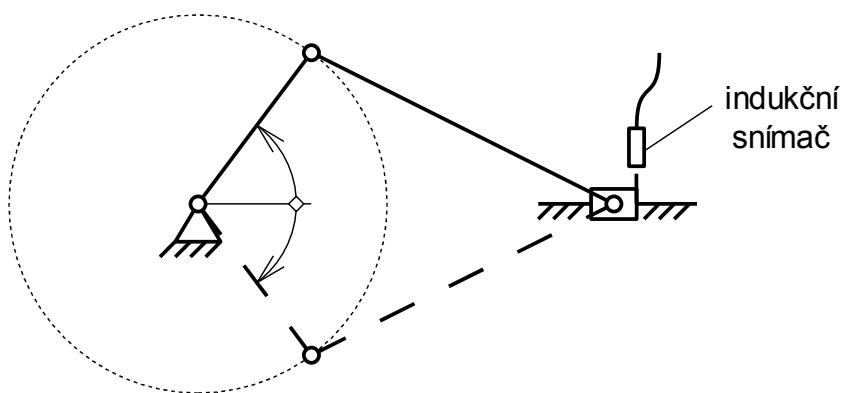
7.3.1 Úprava měření nulové pozice kliky

Pro polohové řízení je nezbytné znát polohu koncového členu – rozváděcí tyče. Servomotor je vybaven vestavěným absolutním Sin/Cos enkodérem, který měří natočení hřídele. Vzájemné natočení enkodéru a kliky však jednoznačně definované není a je náhodně ustaveno až v průběhu montáže. V programu servopohonu je proto nutné nastavit, při jakém natočení hřídele se klika nalézá v úvrati.

Při původních zkouškách byla poloha úvratě zjišťována pomocí úchylkoměru. Nejprve se klika nastavila přibližně do pozice úvratě a na čelo křížáku se nastavil úchylkoměr. Měření spočívalo v ručním natáčení kliky do pozice, kde úchylkoměr ukazoval maximální polohu křížáku a následném odečtení hodnoty na enkodéru. Touto

metodou bylo možné určit polohu úvratě s přesností přibližně $\pm 0,5^\circ$. Při přepočtu na polohu tyče tak maximální chyba dosahovala až $\pm 0,7$ mm.

Pro účely pohonu pomocí dvojice spřažených pohonů byla vyvinuta nová metoda, znázorněná na obrázku 7.6, která zajišťuje měření s mnohem vyšší přesností. Poloha křížáku se neměřila v místě úvratě, kde je transformační úhel nejméně příznivý, ale naopak v pozici, při které svírá klika a ojnice přibližně pravý úhel, a transformační úhel je tak nejpříznivější. Na tuto pozici se nastavil k rámu připevněný indukční snímač, který snímal hranu křížáku. Měření spočívalo v pomalém najíždění motoru na snímač, přičemž náběžná hrana automaticky vyvolala v programu řídicí jednotky přerušení, během kterého se uložila aktuální hodnota na enkodéru. Měření se provedlo pro obě možné polohy mechanismu a poloha úvratě se určila následným výpočtem. Aby se eliminoval případný vliv hystereze snímače a zpoždění řídicí jednotky, vždy se na snímač najíždělo jen z jedné strany. Při opakovaném měření byla touto metodou poloha úvratě identifikována s opakovanou přesností ± 2 inkrementy, což odpovídá chybě $\pm 0,011^\circ$ natočení na klice a maximální chybě 0,015 mm posunutí na tyči.



Obr. 7.6: Princip měření úvratě

8 Měření a simulace

Pro analýzu chování jednotlivých řešení byla provedena řada měření a simulací. Výhodou simulací v porovnání s měřením je, že po sestavení a ověření modelu lze snadněji získat odezvu na změnu parametrů. Mimo to lze bezpečně simulovat i nestabilní stavy a přetížení bez hrozby poškození modelu. Další nezanedbatelnou předností je, že je možné zjišťovat i hodnoty veličin, které jsou obtížně měřitelné. Jako příklad lze uvést stanovení průběhu síly podél tyče, jak je znázorněno na obrázku 8.3.

Měření na fyzických modelech je na druhou stranu oproti simulacím věrohodnější. To je způsobeno především tím, že neobsahují zjednodušující předpoklady. Proto měření hrají klíčovou roli při ověřování správnosti výsledků simulací. Ve výsledcích měření lze navíc pozorovat některé jevy, které se v simulacích vlivem zjednodušení neprojevují.

Hlavním účelem měření i simulací bylo zjistit odezvu systému na dynamické buzení za provozních podmínek pro různé rychlosti rozvádění. Z výsledků lze následně posuzovat, zda je možné systém při dané rychlosti provozovat a tím předvídat potenciální výkon stroje. Z důvodu lepšího vyhodnocení přitom nebyl aktivní ani systém rozmazávání krajů (RK) ani rušení pásmového vinutí (RP).

8.1 Původní konstrukce

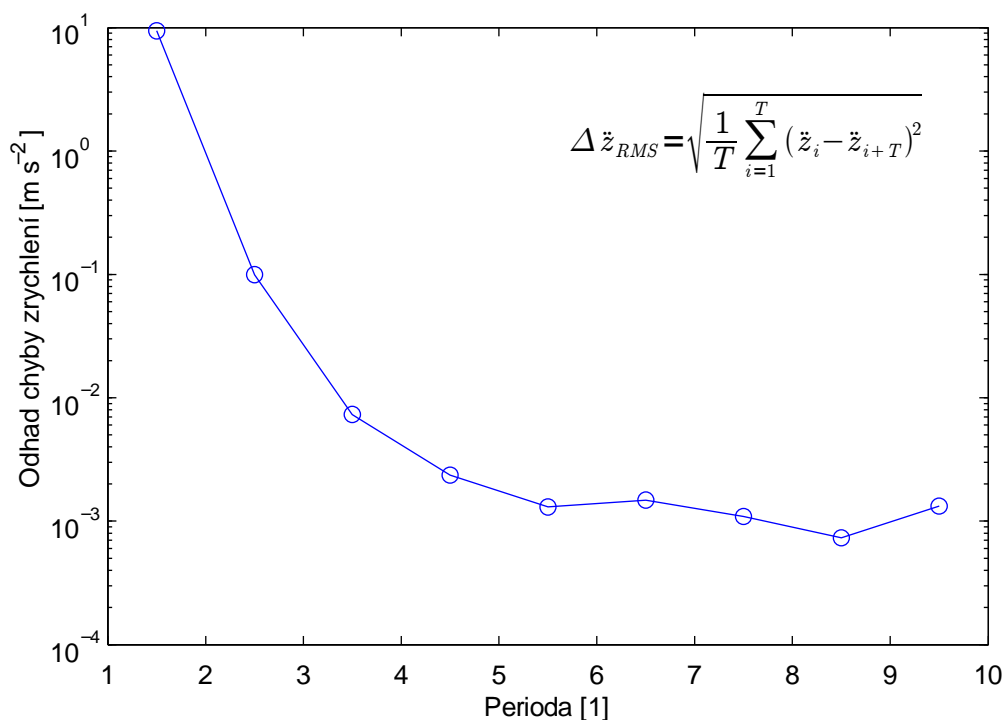
Měření a simulace původní konstrukce jsou důležité ze dvou důvodů. Zprvce jsou potřeba pro srovnání, aby bylo možné stanovit, jakou měrou a zda vůbec přináší nový způsob řešení zlepšení. Zadruhé slouží k ověření simulačních modelů. Stejný model lze totiž využít i pro analýzu dvou nezávislých pohonů, jak bylo zmíněno v kapitole 5.2, a zároveň slouží jako základ pro model se spřaženými pohony.

8.1.1 Simulace

Jak bylo zmíněno výše, primárním účelem simulací bylo zjistit chování systému za provozních podmínek. Aby bylo možné srovnat výsledky s měřením, byly použity dvě sady vstupních parametrů. Jedna byla sestavena na základě skutečné stavby tyče, zatímco v druhém případě byly vodiče nahrazeny přívažky a současně byly zahrnuty hmotnosti snímačů shodně s měřením popsáním v kapitole 8.1.2. Dělení tyče bylo

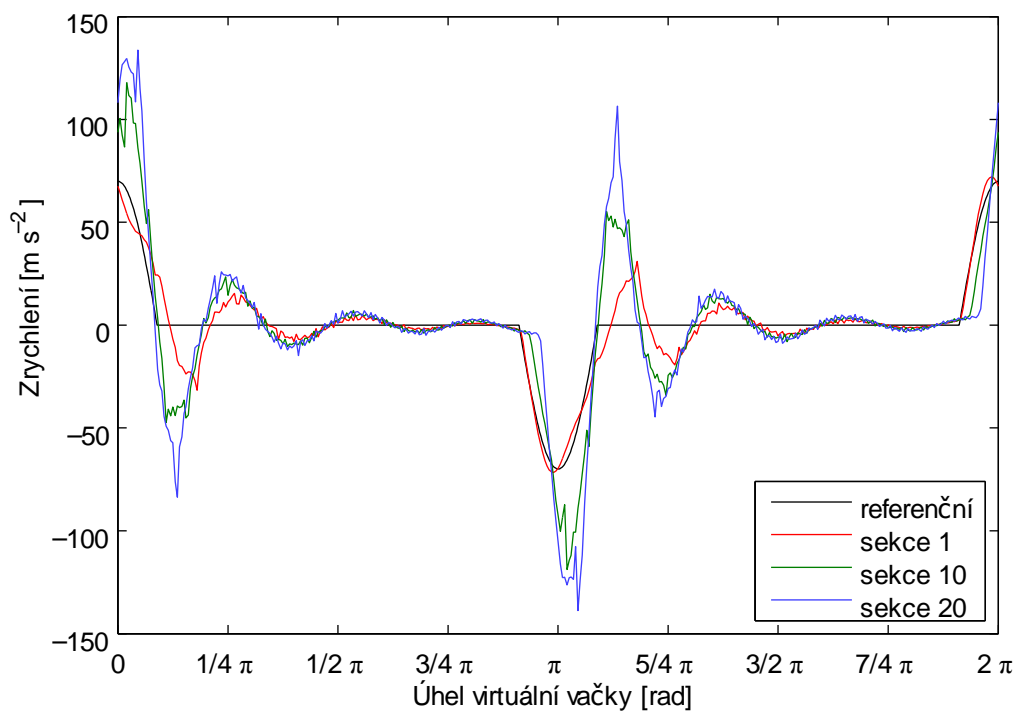
voleno tak, aby se v místě spojek, snímačů a vodičů nacházely uzly. Ve výsledku tak byl model měřicí tyče rozdělen na 120 prvků a model reálné tyče na 220 prvků.

Kromě vstupních parametrů bylo potřeba do simulací zavést i počáteční podmínky. Všechny uvedené simulace byly počítány při konstantní rychlosti stroje se startem z polohy v úvrati. Přitom při ustáleném chodu mají různá místa na tyči v poloze úvratě obecně nenulovou polohu a rychlost. Přesto byly počáteční podmínky pro jednoduchost navrženy s nulovými polohami a rychlostmi ve všech uzlech. Aby se potlačil vliv tohoto předpokladu, bylo vždy ponecháno několik period na ustálení. Tento přístup je vhodný díky rychlé konvergenci řešení, jak je patrné z grafu 8.1. Již mezi třetí a čtvrtou periodou není efektivní rozdíl ve zrychlení větší než 0,01 % maximální hodnoty zrychlení.



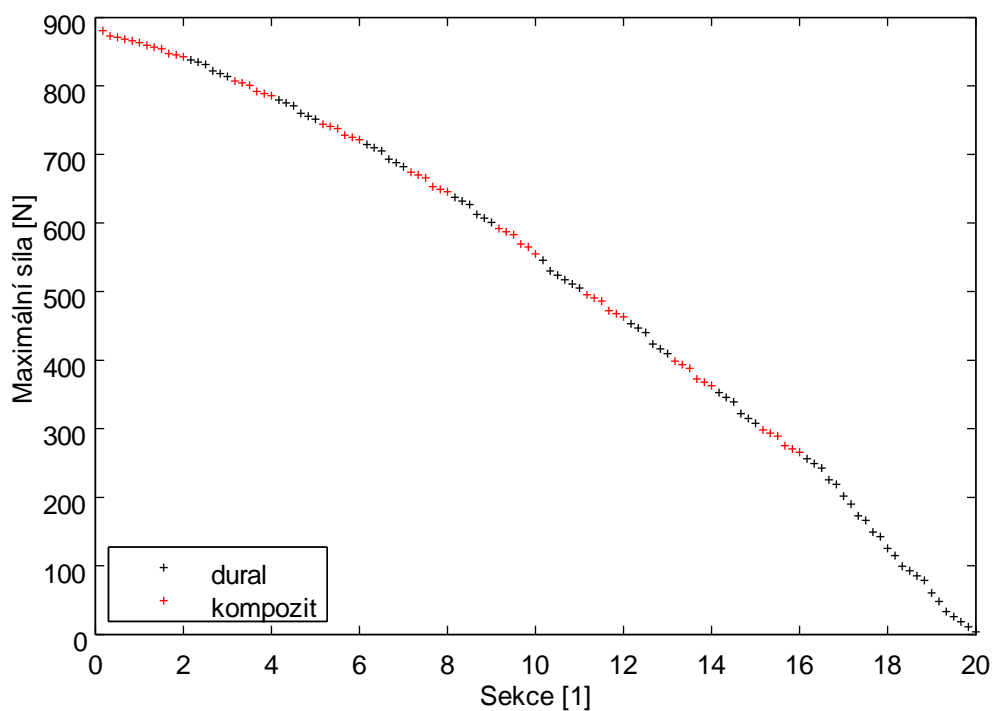
Obr. 8.1: Konvergence zrychlení při simulaci pro 150 zzpm

Výsledky simulací jsou uvedeny v příloze C.3 a na CD. V následujících grafech jsou zobrazeny vybrané výsledky pro měřicí tyč při rychlosti 150 zzpm. Na obrázku 8.2 je graf průběhu zrychlení na začátku, ve středu a na konci tyče. Kladný směr je orientován shodně s měřením ve směru od volného konce tyče k pohonu na začátku tyče. Kromě křivek získaných ze simulací je v grafu znázorněn i referenční průběh. Ten odpovídá průběhu zrychlení u požadované rozváděcí funkce, viz kapitola 6.2.2.



Obr. 8.2: Graf zrychlení vybraných míst na tyči ze simulace pro 150 zppm

V grafu 8.3 je zobrazena maximální síla v tyči podél tyče. Barevně jsou odlišeny jednotlivé tyče podle materiálu. Největší síla se podle očekávání nachází na začátku tyče u pohonu a na volném konci je síla nulová.



Obr. 8.3: Graf maximální síly v tyči podél tyče ze simulace pro 150 zppm

Kromě simulací při provozních podmínkách byly sestavené matice hmotnosti a tuhosti využity pro modální analýzu. Pro porovnání s měřením byly okrajové podmínky zvoleny pro oba konce tyče volné. V případě reálné tyče vychází první vlastní frekvence podélného kmitání 59,23 Hz. U měřicí tyče bez snímače síly pak vychází frekvence 56,24 Hz. Vlastní tvary kmitů pro první tři vlastní frekvence jsou zobrazeny v příloze C.2.

8.1.2 Měření

Již z předchozího výzkumu byly pro původní konstrukci k dispozici výsledky z několika měření, jako například ve výzkumné zprávě [19]. Tato měření se zabývala především samotnou rozváděcí tyčí a pro analýzu vlivu pohonu byla nevyhovující. Proto bylo provedeno nové měření, jež je podrobně popsáno ve výzkumné zprávě [45]. To bylo realizováno stejně jako v předchozích případech na zkušebním zařízení s dvaceti sekcemi, které je zobrazeno na obrázku 8.4. Oproti předchozím měřením bylo unikátní rozsahem měřených veličin, které byly snímány nejen podél tyče, ale i ze servopohonu.



Obr. 8.4: Zkušební zařízení o délce 20 sekcí

Základem měření dynamického chování tyče bylo měření dráhy a zrychlení na začátku, ve středu a na konci tyče. To bylo doplněno o měření síly na začátku tyče mezi tyčí a klikovým mechanismem. Kompletní seznam použitých snímačů a nastavení měřicí ústředny je uveden v tabulce 8.1. Tyto snímače byly připevněny pomocí speciálních držáků přímo na tyči. Dále byla tyč opatřena náhradními přívažky rozmístěnými podél tyče, které nahrazovaly hmotnost vodičů. Úpravou celkově vzrostla hmotnost tyče ze 7,54 kg na 8,87 kg.

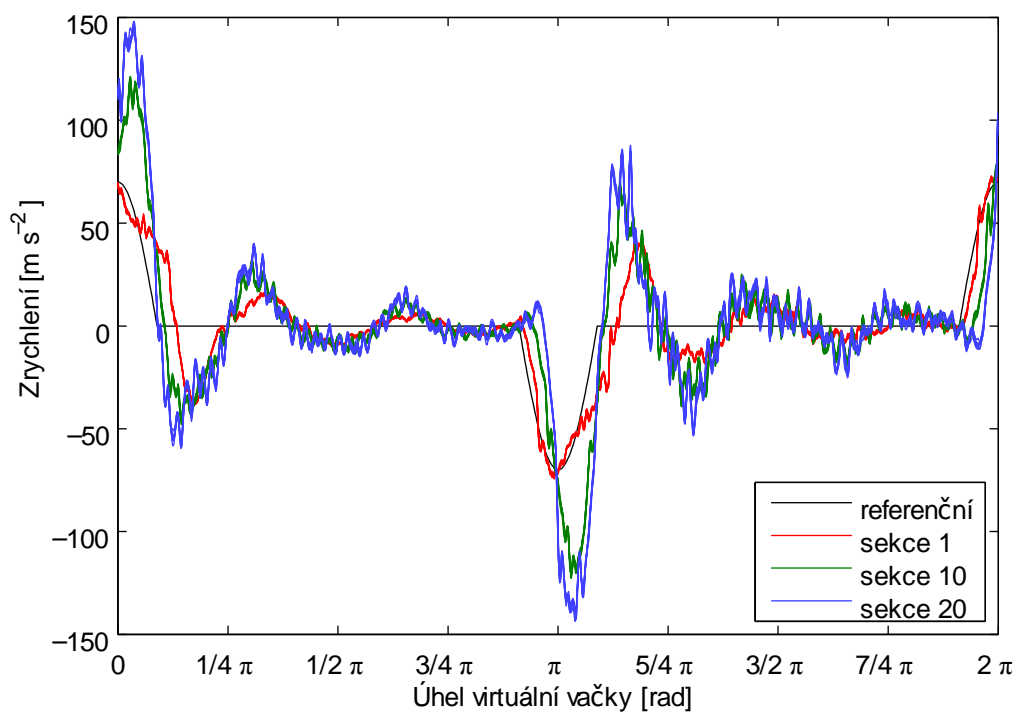
kanál číslo	snímač		karta přední	karta zadní	pozice	filtr	
	typ	popis	typ	typ	sekce	typ	Hz
1	HBM B12/1000	indukčnostní zrychlení	ML55Bs6	AP01i	1	Bessel	900
2	HBM B12/200	indukčnostní zrychlení	ML55Bs6	AP01i	1	Bessel	900
3	HBM B12/200	indukčnostní zrychlení	ML55Bs6	AP01i	10	Bessel	900
4	HBM B12/200	indukčnostní zrychlení	ML55B	AP01i	20	Bessel	900
6.1	1-WA/200MM-L	indukčnostní poloha	ML455	AP455i	1	Bessel	200
6.2	1-WA/200MM-L	indukčnostní poloha			10	Bessel	200
6.3	1-WA/200MM-L	indukčnostní poloha			20	Bessel	200
8	U9B 5kN	měření síly	ML10B	AP01i	1	Bessel	1000
9	servo	měření napětí	ML01B	AP01	-	Bessel	1100
10	4520 (x)	piezoakcelerometr	ML10B	AP18i	1	Bessel	1000
11	4520 (x)	piezoakcelerometr	ML10B	AP18i	20 (10)	Bessel	1000

Tab. 8.1: Nastavení měřicí ústředny HBM MGC Plus [45]

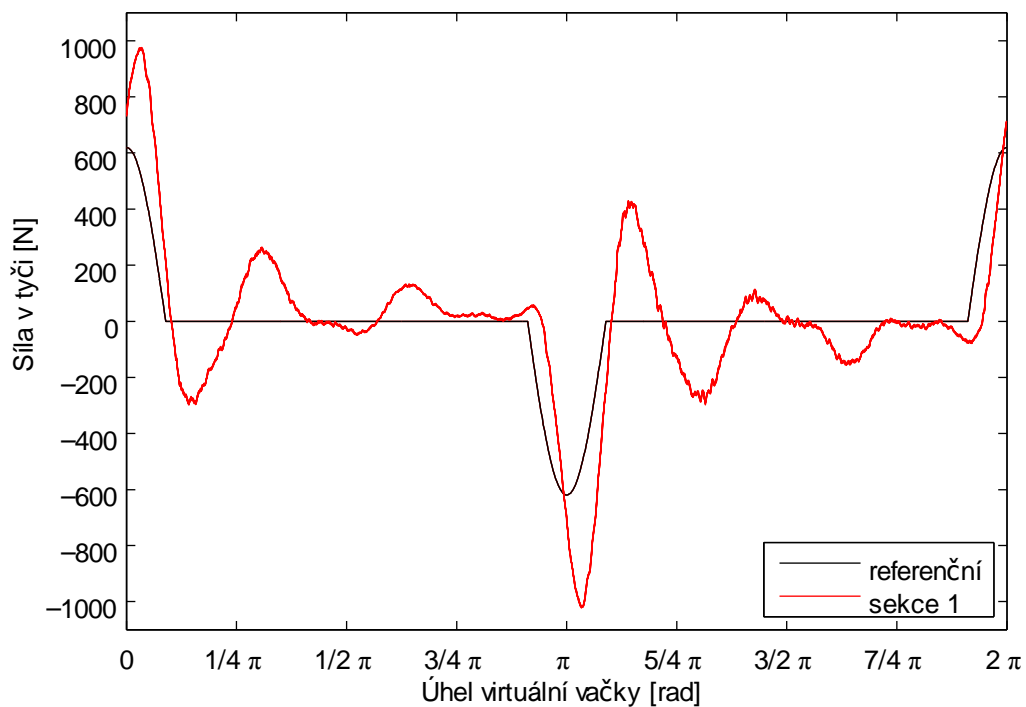
Kromě snímačů připojených k ústředně byla souběžně ukládána data na servopohonu. Jednalo se o průběh natočení virtuální vačky, žádanou a měřenou hodnotu rychlosti kliky, žádanou a měřenou hodnotu polohy kliky a proud. Měření v servopohonu probíhalo v nezávislém čase s jiným vzorkováním. K synchronizaci času při zpracování byl využit logický výstup z měniče. Ten signalizoval polohu úvratě a byl přiveden na ústřednu ve formě měření napětí na kanálu číslo 9. Případný časový posuv mezi záznamy nemá vzhledem k periodicitě děje vliv. Přesto byla snaha provést oba záznamy s minimálním časovým odstupem od sebe.

Vyhodnocení naměřených dat bylo provedeno opět v prostřední Matlab a je součástí přílohy na CD. Hlavní část měření spočívala znovu ve sledování chování systému při simulaci provozních podmínek pro různé rychlosti rozvádění.

V následujících grafech je pro ilustraci několik průběhů pro rychlost 150 zrpm. Na obrázku 8.5 je graf měřeného zrychlení ve třech sledovaných místech podél tyče a na obrázku 8.6 je znázorněn naměřený průběh síly. V obou případech je vykresleno několik period přes sebe. Z toho je dobře patrné, že naměřený signál je silně periodický včetně přídavného kmitání [46]. Dokonce i v případě složky s vysokou frekvencí, která je z grafů patrná, tak lze s jistotou říci, že se nejedná o náhodný šum. Kromě měřených hodnot jsou grafy stejně jako v kapitole 8.1.1 doplněny o referenční průběh žádaného pohybu. V případě síly je navíc u referenční křivky zaveden předpoklad tyče jako dokonale tuhého tělesa.

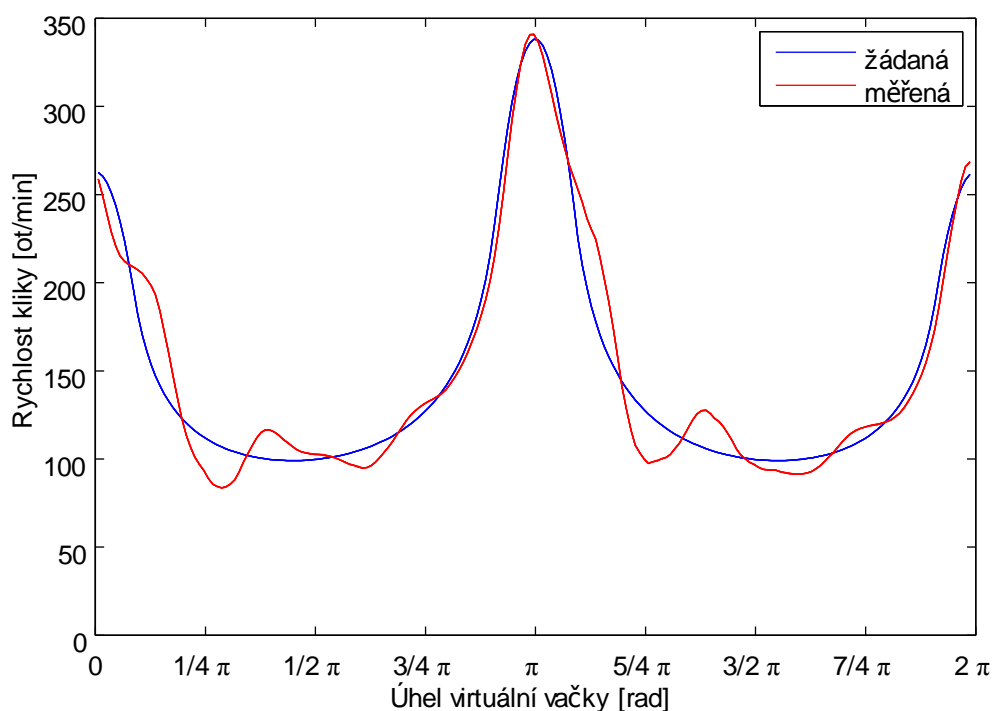


Obr. 8.5: Graf měřeného zrychlení vybraných míst na tyči pro 150 zrpm



Obr. 8.6: Graf měřené síly na první sekci pro 150 zrpm

Na obrázku 8.7 je pro stejnou rychlost 150 zrpm znázorněn záznam získaný ze servopohonu. Je na něm vykreslena hodnota žádaného průběhu rychlosti kliky a hodnota získaná prostřednictvím měření na enkodéru motoru. Opět je vykresleno několik period přes sebe.



Obr. 8.7: Graf měřené rychlosti na klice pro 150 zrpm

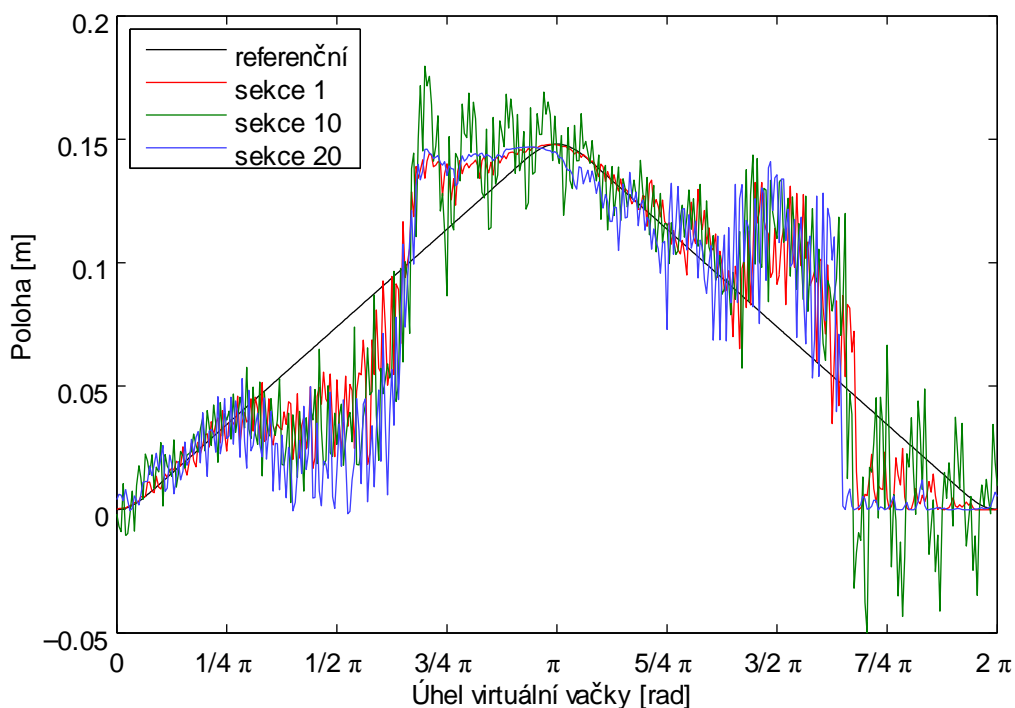
Kromě měření systému při provozních podmínkách byla změřena i vlastní frekvence rozváděcí tyče. Měření bylo provedeno tak, že se tyč odpojila za snímačem síly, takže zůstala na obou koncích volná a zjišťovala se odezva na rázové buzení poklepem. Následně byla ze získaných dat určena vlastní frekvence pomocí autokorelace. Tímto postupem byla zjištěna vlastní frekvence tyče v podélném směru ($54,5 \pm 0,6$) Hz. Tato hodnota je platná pro tyč použitou při měření tj. včetně snímačů zrychlení a náhradních zátěží. Hodnota pro tyč osazenou na stroji se proto bude mírně lišit. Při porovnání s výsledky ze simulací, popsanych v kapitole 8.1.1, lze předpokládat, že bude přibližně o 3 Hz vyšší.

8.2 Konstrukce se spřaženými pohony

8.2.1 Simulace

K matematickým simulacím konstrukce se spřaženými pohony byl využit model „m_dyn_2P“ se dvěma pohony, jehož schéma je uvedeno v příloze B.2. Ten vychází z ověřeného modelu s jedním pohonem. Bloky popisující pohon a klikový mechanismus (DR, SP a KM) jsou zdvojeny, přičemž jedna větev je označena jako levá (L) a druhá jako pravá (R). Blok udávající polohu virtuální vačky (MS) je společný. Pravý driver je o půl periody posunut a orientace klikového mechanismu je otočena. Blok rozváděcí tyče je upraven tak, že připojuje okrajové podmínky na oba konce tyče. Matice popisující tyč byly použity jak ve verzi pro dlouhou tyč s 220 prvky, tak pro model s pružnou spojkou s 5 prvky.

Na matematickém modelu bylo provedeno množství simulací pro různá nastavení, jejichž výsledky vždy vykazovaly nestabilitu. Ta buď vedla k přerušení simulace vlivem extrémního nárůstu některých parametrů, nebo docházelo k nepřiměřenému kmitání. To je zobrazeno na obrázku 8.8, na němž je znázorněn průběh polohy u dlouhé tyče. Z něj je jasné patrné, že použitý model nezvládá vykonávat předepsaný pohyb.



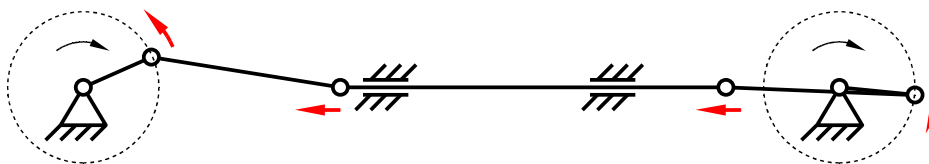
Obr. 8.8: Graf polohy vybraných míst na tyči ze simulace pro 150 zrpm

8.2.2 Zkoušky

Ke zkoušení systému se spřaženými pohony bylo využito zkušební zařízení o délce jedné sekce s pružnou spojkou, jak je popsáno v kapitole 7.2. Z praktických důvodů byly využity pohony, které byly k dispozici z předchozích testů. Ty se svými parametry vzájemně mírně lišily. První z pohonů, který byl používán i u ostatních měření a byla pro něj provedena identifikace, měl jmenovitý moment 16 Nm a jmenovitý proud 2,7 A. K němu byl doplněn druhý pohon se jmenovitým momentem 20 Nm a jmenovitým proudem 3,1 A.

Již při prvních pokusech v nízkých rychlostech se projevila vysoká citlivost systému na délku tyče. Pro funkčnost mechanismu je totiž nezbytné, aby délka tyče korespondovala se vzdáleností pohonů a rozměry klikových mechanismů. Pokud je rozváděcí tyč delší nebo kratší, může v úvratí docházet k nežádoucímu efektu.

Ilustrační případ, kdy je tyč delší, je zobrazen na obrázku 8.9. Oba pohony se otáčejí po směru hodinových ručiček a rozváděcí tyč se nalézá v oblasti pravé úvratě. Vlivem delší tyče může snadno nastat situace, při které se pravý pohon dostane za úvrat', zatímco levý do úvratě ještě nedorazí. V ten okamžik pohony začínají působit proti sobě, jak ukazují červené šipky zobrazující působení pravého motoru na levý. Motor vpravo má přitom o něco lepší transformační úhel, což mu pomáhá levý motor přetlačit a situaci ještě zhoršit. Výsledkem je, že se u obou pohonů zvětšuje polohová odchylka, na což regulační systém reaguje nárůstem momentu. Pokud se levému motoru nepodaří překonat pružnost tyče a úvrat' přejet, dochází k zablokování mechanismu a případně i k odpojení napájení pohonů vlivem proudové ochrany.



Obr. 8.9: Vzájemné působení pohonů v úvratí

Naprostě stejná situace nastává i v druhé úvratí a obdobně se celý systém chová i v případě, že je rozváděcí tyč kratší. Přitom chyba 1 mm v délce tyče způsobuje odchylku až $8,5^\circ$ v natočení kliky. V případě, že by všechna tělesa byla dokonale tuhá, k překonání úvratě by z principu nemohlo dojít. Proto je velmi důležitá pružnost dlouhé rozváděcí tyče, jež byla na zkušebním zařízení simulována pružnou spojkou.

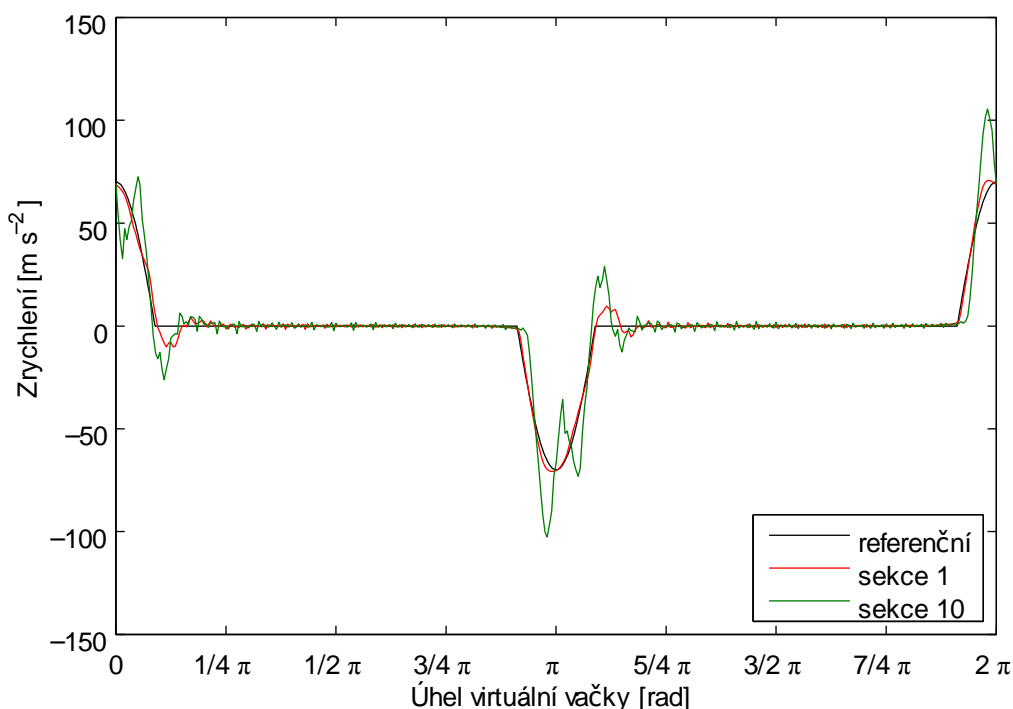
Výše zmíněný problém lze překonat v případě, že chyba v délce tyče není velická a rozběh pohonů se provede dostatečně rychle. Pokud se totiž při rozběhu podaří přejít nízké rychlosti, tento efekt již nenastává, protože oba pohony zvládnou přejít přes polohu úvratě vlivem setrvačnosti. Přesto byla v průběhu testu patrná pomalu narůstající nestabilita systému.

Vzhledem ke špatným výsledkům a především z důvodu rizika poškození pohonů se od dalšího testování a měření zcela upustilo. Systém nebyl zkoušen ani na dlouhém zkušebním zařízení.

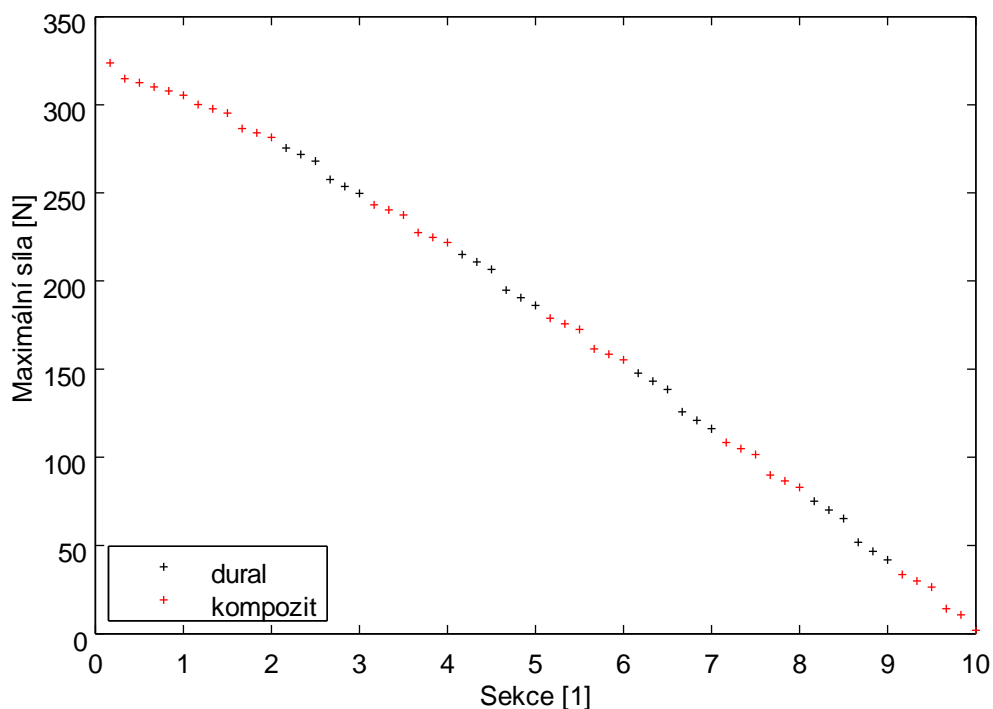
8.3 Konstrukce s nezávislými pohony

8.3.1 Simulace

Vzhledem k podobnosti s původní konstrukcí, jak bylo zmíněno výše, byl využit stejný model jako při simulacích popsaných v kapitole 8.1.1. Jediný rozdíl spočíval v maticích popisujících rozváděcí tyč, která má poloviční délku. Přesně poloviční vychází i počet prvků, kterých je 110 u reálné tyče a 60 v případě měřicí tyče. Na obrázcích 8.10 a 8.11 jsou získané výsledky pro 150 zzpm.



Obr. 8.10: Graf zrychlení na koncích tyče ze simulace pro 150 zzpm



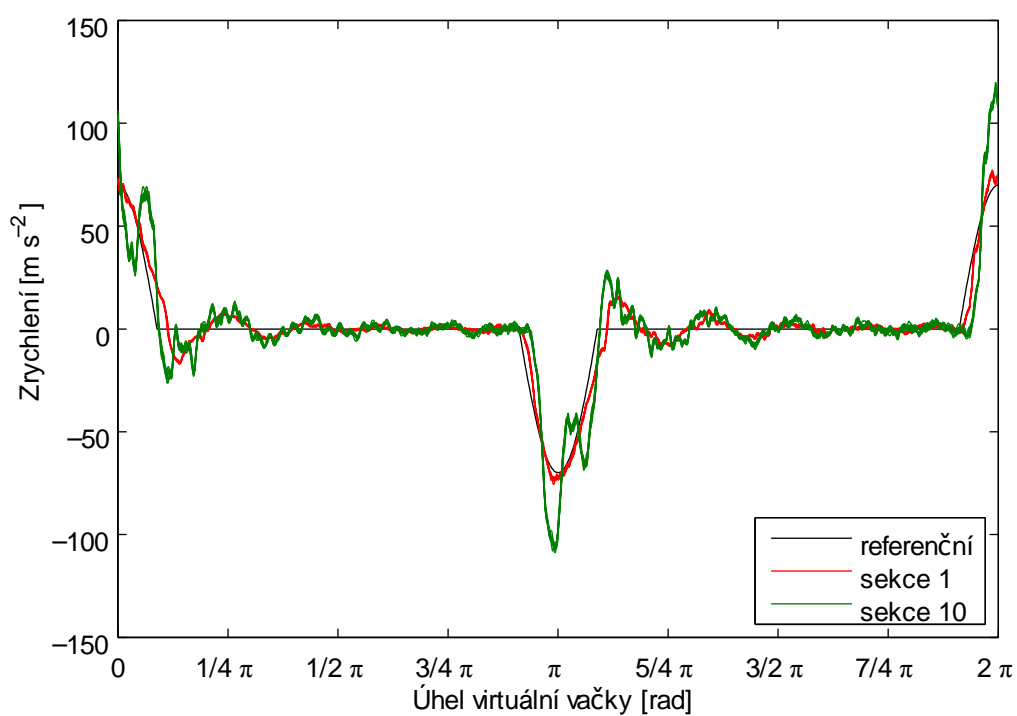
Obr. 8.11: Graf maximální síly v tyči podél tyče ze simulace pro 150 zžpm

Na základě sestavených matic byla opět provedena modální analýza pro tyč volnou na obou koncích. Z ní vychází první vlastní frekvence reálné tyče v podélném směru 124,72 Hz a první vlastní frekvence měřicí tyče 120,18 Hz. Vlastní tvary kmitů jsou uvedeny v příloze C.2.

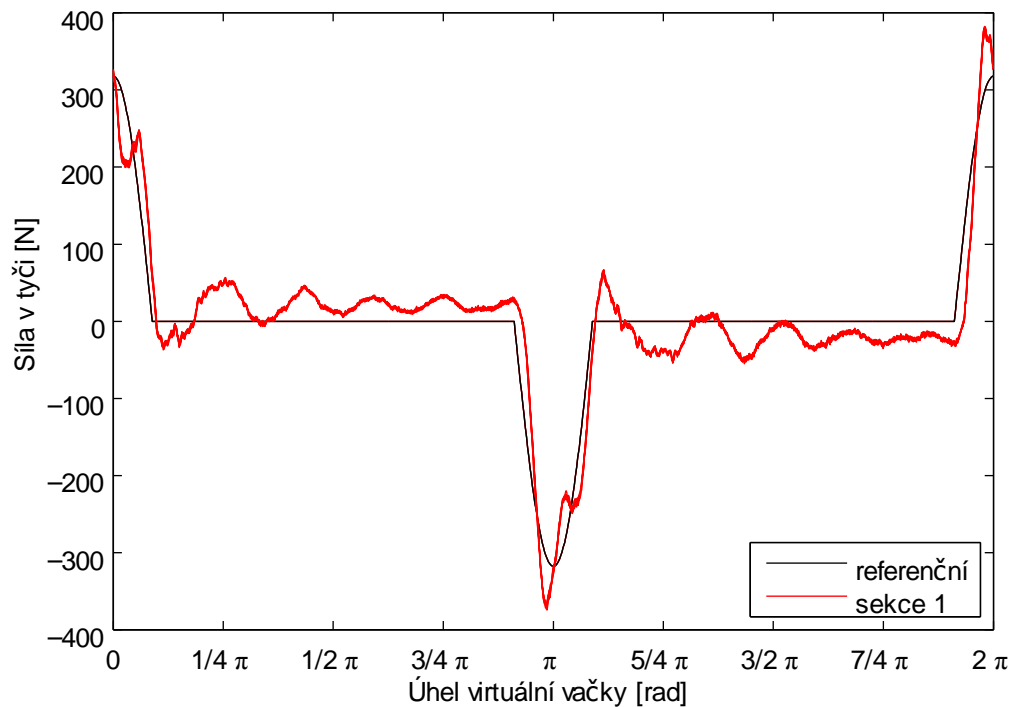
8.3.2 Měření

Obdobně jako v případě simulace je i při měření dostačující vyhodnocovat pouze poloviční model, který je až na délku tyče stejný jako v případě původní konstrukce. Proto bylo měření konstrukce s nezávislými pohony provedeno současně s měřením popsaným v kapitole 8.1.2 a je uvedeno ve výzkumné zprávě [45]. Jediný rozdíl spočíval v poloviční délce tyče, čehož se dosáhlo rozpojením spojky mezi 10. a 11. sekcí. Naprosto totožné zůstalo i rozmístění a nastavení snímačů. Snímače původně umístěné na 20. sekci byly pouze mechanicky odpojeny a nebyly zahrnuty do zpracování. Celková hmotnost měřicí tyče byla 4,55 kg, přičemž hmotnost reálné tyče činí 3,64 kg.

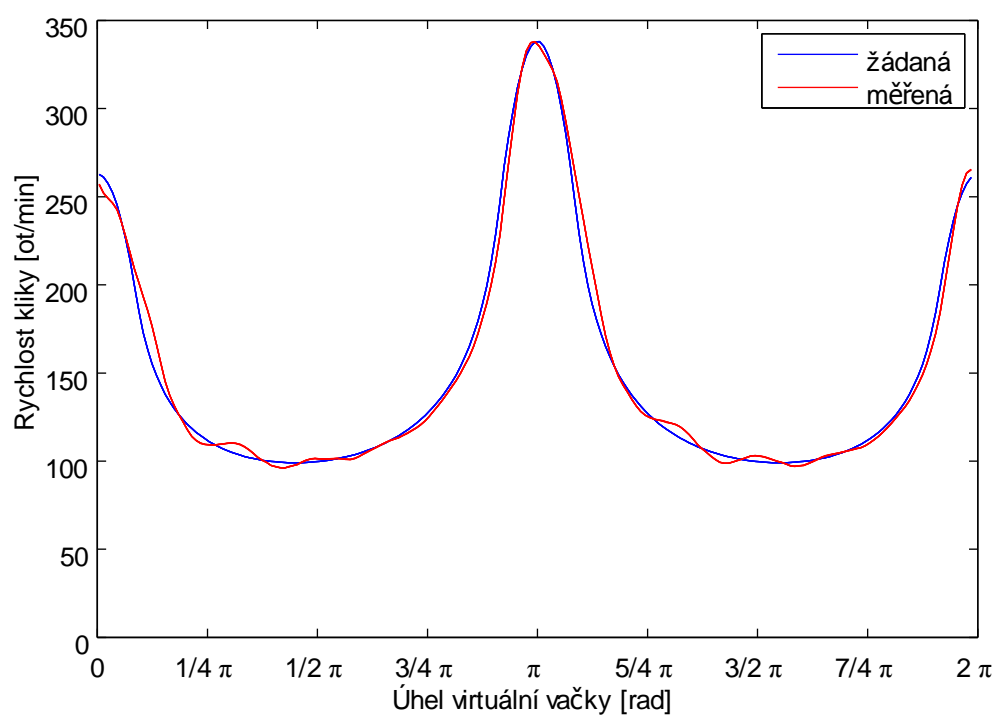
Výsledky z měření systému při provozních podmínkách, pro stejnou rychlost a stejné veličiny jako v kapitole 8.1.2, jsou znázorněny na obrázcích 8.12 až 8.14. Vlastní frekvence poloviční tyče měřena nebyla.



Obr. 8.12: Graf měřeného zrychlení na koncích tyče pro 150 zrpm



Obr. 8.13: Graf měřené síly na první sekci pro 150 zrpm



Obr. 8.14: Graf měřené rychlosti na klice pro 150 zrpm

9 Vyhodnocení získaných dat

Na základě provedených měření a simulací bylo získáno množství dat. Výsledky pro jednotlivé analýzy lze vyhodnocovat samostatně, ale zajímavější informace lze získat jejich vzájemným porovnáním. Význam přitom má jak srovnání mezi měřeními a simulací při stejném nastavení parametrů, tak především vzájemné srovnání konstrukčních variant pro jednotlivé rychlosti.

9.1 Porovnání výsledků simulace vůči měření

Vzájemné porovnání výsledků simulace a měření slouží hlavně k verifikaci použitých postupů a získaných dat. Případné rozdíly bývají nejčastěji způsobené přílišným zjednodušením matematického modelu, případně chybně nebo nedostatečně přesně určenými vstupními parametry. Chyba se však může vyskytnout i ve výsledcích měření, obzvlášť pokud se použije nevhodná měřicí metoda.

9.1.1 Vlastní frekvence tyče

Srovnání vlastních frekvencí tyče slouží k ověření správnosti samotného modelu tyče. Tyč je při měření i výpočtu odpojena od pohonu a ten tak nemá žádný vliv. Takový přístup je výhodný, protože se tím zužuje oblast hledání případných chyb. V případě, že se zjištěné vlastní frekvence shodují, je velmi pravděpodobné, že jsou matice hmotnosti a tuhosti sestaveny správně. U matice tlumení to tvrdit nelze, protože skutečná velikost tlumení má na hodnotu vlastní frekvence jen velmi malý vliv. Při výpočtu modální analýzy tak matice tlumení vůbec nebyla zahrnuta.

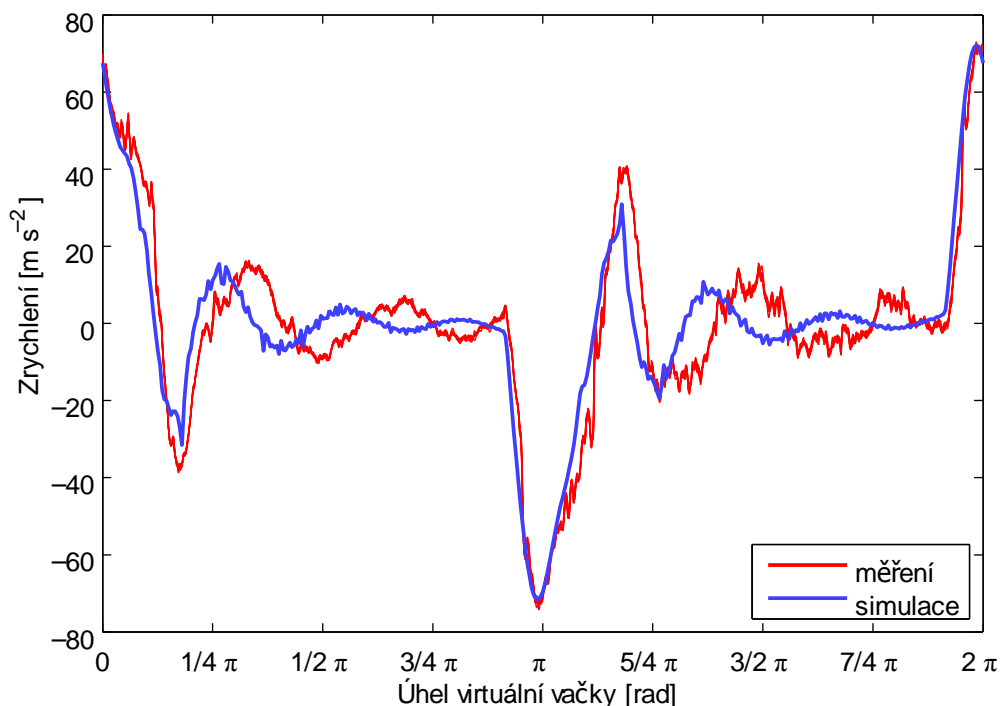
Měřením byla vlastní frekvence dlouhé tyče stanovena na $(54,5 \pm 0,6)$ Hz. Výpočtem pro matematický model, složený stejně jako měřená tyč, byla zjištěna hodnota 56,5 Hz, což znamená, že rozdíl mezi měřenou a vypočítanou hodnotou činí 3,7 %. Tato shoda je poměrně dobrá, a lze tak usuzovat, že hmotnosti i tuhosti tyčí a hmotnosti přídavných zátěží byly určeny s vyhovující přesností. Vzhledem k tomu, že je hodnota z výpočtu vyšší, má matematický model rozváděcí tyče pravděpodobně o trochu větší tuhost nebo nižší hmotnost než odpovídá realitě.

Vlastní frekvence krátké tyče měřena nebyla. Vzhledem k tomu, že byla složena ze stejných sekcí jako tyč dlouhá, lze předpokládat, že i v jejím případě budou hodnoty odpovídat realitě s dostatečnou přesností.

9.1.2 Dynamické chování celé soustavy

Srovnáním výsledků z měření a simulací při provozních podmínkách je možné ověřit model jako celek. Jak bylo zmíněno v kapitole 8.1.1, aby bylo možné výsledky vzájemně porovnat, byly vstupní hodnoty simulací nastaveny shodně s podmínkami během měření.

Na obrázku 9.1 jsou průběhy zrychlení z měření a simulace zobrazeny přes sebe. Jedná se o zrychlení na první sekci dlouhé tyče původní konstrukce při rychlosti rozvádění 150 zrpm. Z grafu je patrná poměrně dobrá shoda obou průběhů. Zejména v oblasti úvratě se průběhy zrychlení shodují jak v amplitudě, tak ve fázi. V oblasti konstantní rychlosti rozvádění vykazují výsledky ze simulací oproti měření o něco vyšší frekvenci a rychlejší zatlumení vzniklých kmitů. V průběhu měření je navíc patrná složka s vysokou frekvencí přibližně 200 Hz. Ta může souviset s vlastnostmi servopohonu, přičemž na celkový průběh nemá významný vliv.



Obr. 9.1: Graf srovnání zrychlení na první sekci pro dlouhou tyč při 150 zrpm

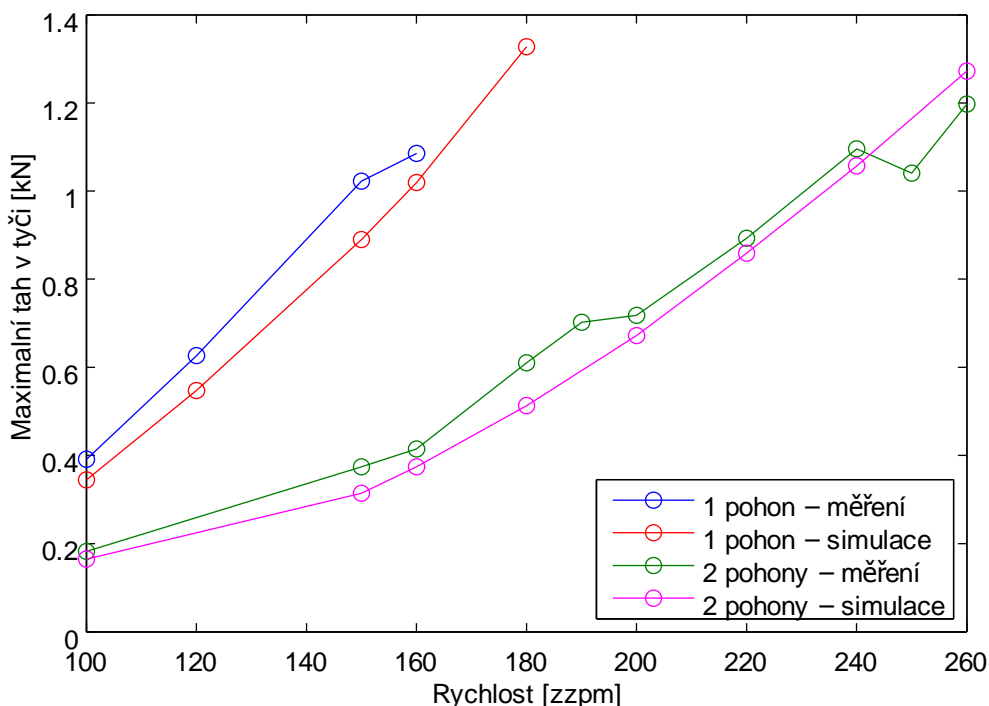
Uvedený graf byl vybrán, protože jsou na něm rozdíly dobře patrné, ale podobné chování lze vypočítat i u ostatních měřených veličin a při jiných rychlostech. Poměrně dobrá shoda, zejména v oblasti úvratě, byla dosažena i u konstrukce s poloviční tyčí, viz příloha C.4.

V případě konstrukce se spřaženými pohony se jak v simulacích, tak při testech projevovala nestabilita systému. U matematického modelu přitom byla nestabilita výraznější. Celkově tak není průkazné, jakou měrou matematický model odpovídá realitě. Vznik případných chyb je však redukován tím, že jsou použity stejné submodely, které byly ověřeny na systému s jedním pohonem.

9.2 Srovnání variant řešení

Celkem byly analyzovány tři varianty. Protože však systém se spřaženými pohony neposkytoval stabilní výsledky, je srovnání omezeno na původní systém s dlouhou tyčí (1 pohon) a systém se dvěma nezávislými pohony s polovičními tyčemi (2 pohony).

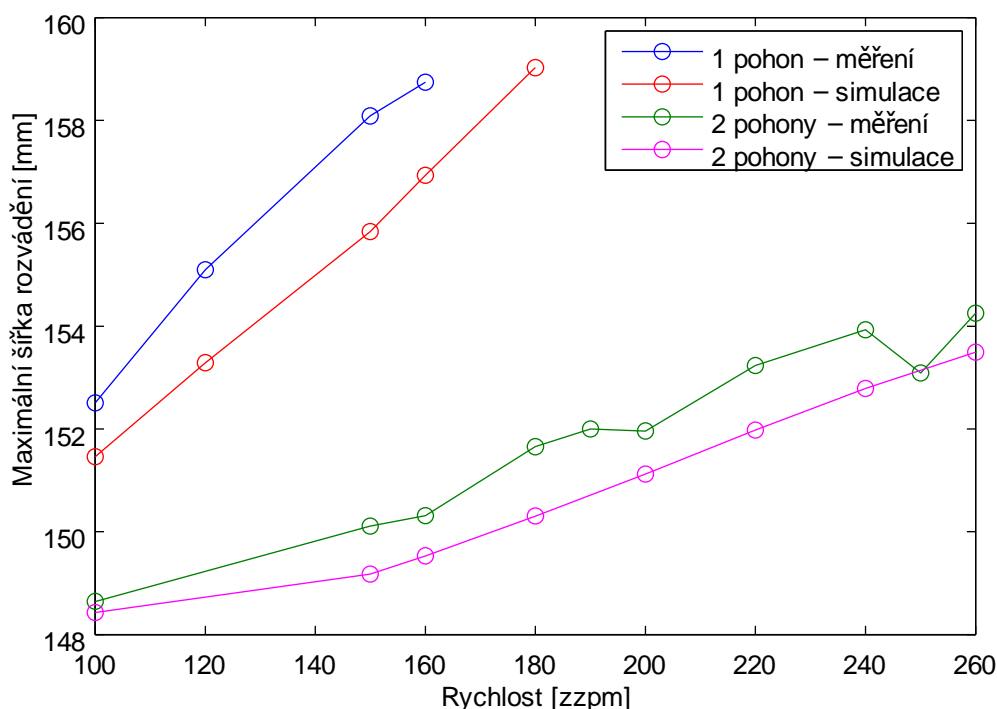
Na obrázku 9.2 je znázorněn graf velikosti maximální síly v tyči v závislosti na rychlosti rozvádění. Jsou v něm zobrazeny výsledky obou variant, a to jak ze simulace, tak z měření. Maximální přípustné dlouhodobé zatížení je přitom 1 kN [20].



Obr. 9.2: Závislost maximálního tahu v tyči na rychlosti rozvádění

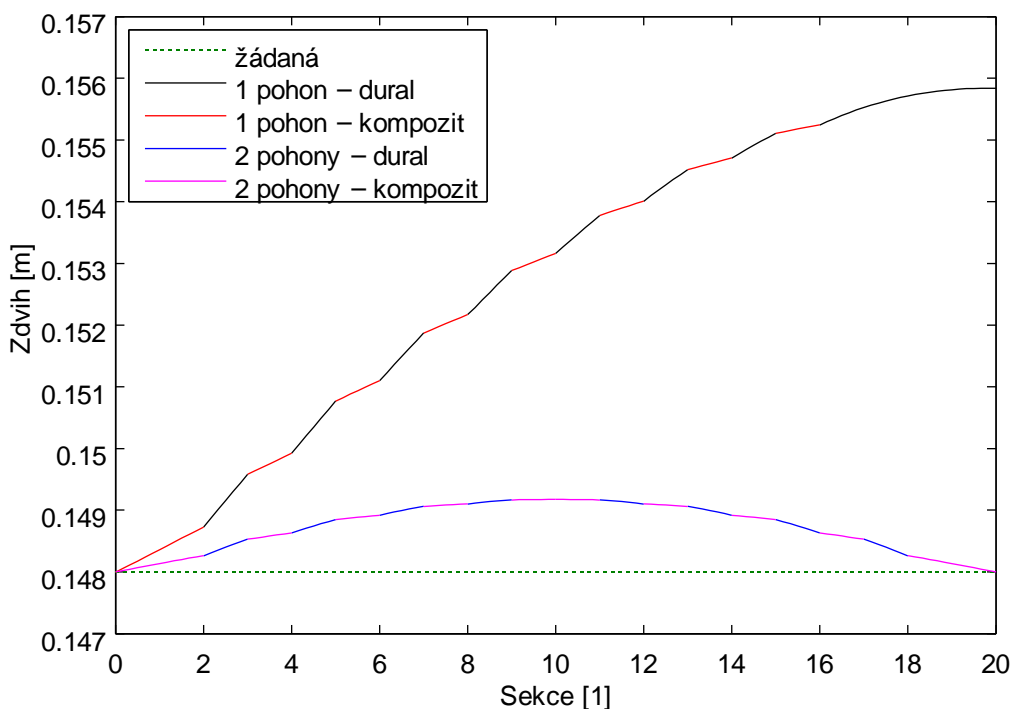
Z uvedeného grafu je patrné, že při použití poloviční tyče se při stejné rychlosti rozvádění dosahují méně jak poloviční síly. Pokud bychom chtěli stroj provozovat při maximálních otáčkách s respektováním přípustného dlouhodobého zatížení tyče, pak lze s jedním pohonem dosáhnout rychlosti přibližně 150 zrpm, zatímco se dvěma pohony lze dospět až na hodnoty okolo 230 zrpm.

V grafu na obrázku 9.3 je zobrazen průběh maximální šířky rozvádění pro různé varianty v závislosti na rychlosti rozvádění. Minimální hodnota zobrazena není, protože vždy odpovídá předepsané hodnotě, která je 148 mm. Nedodržení předepsané šířky rozvádění, a tím pádem šířky cívky, lze považovat za výrobní vadu. Hodnota přípustné odchylky od žádané hodnoty stanovena není, ale vzhledem k velkým rozdílům je možné, že bude představovat limitující faktor pro rychlost stroje.



Obr. 9.3: Graf maximální šířky rozvádění pro různé rychlosti

Na obrázku 9.4 jsou výsledky ze simulací detailně zobrazeny pro rychlost 150 zrpm. Z něj je patrné, že na konci tyče u pohonu je dodržena předepsaná hodnota, zatímco maximální hodnota se vždy nalézá na volném konci. Ta v případě původní varianty dosahuje odchylky 7,8 mm, zatímco při použití dvou pohonů je rozdíl jen 1,2 mm.



Obr. 9.4: Graf šířky rozvádění podél tyčí pro 150 zrpm

Z výše uvedených srovnání vyplývá, že pomocí systému s nezávislými pohony, který rozděluje dlouhou tyč na dvě poloviční, lze dosáhnout výrazného zlepšení jak v namáhání tyče, tak ve kvalitě navíjených cívek. Potvrzuje se tím zjištění, že dlouhá rozváděcí tyč představuje nejslabší místo celého systému.

Do vzájemného srovnání nebyl zahrnut systém se spřaženými pohony, protože se u něj nepodařilo získat stabilní výsledky. To však nutně neznamená, že podobný systém nelze realizovat. Je možné, že při použití jiného nastavení, nebo jiného způsobu řízení, bude systém stabilní a bude dosahovat výsledky srovnatelné, nebo lepší, než v případě nezávislých pohonů.

Problém může spočívat i v použití klikového mechanismu, který má nekonstantní převodový poměr. Pro systém se spřaženými pohony by mohlo být zajímavé použití konstrukce s řemeny, jako u systému FlexiRotor popsáném v kapitole 3.2.1. U něj nemůže nastat problém s úvratí zmíněný v kapitole 8.2.2. Také by u něj byly lépe řešitelné otázky tepelné dilatace a rozmazávání krajů, které v současné verzi vyžadují přídatný mechanismus. Systém s řemenem navíc umožňuje elektronické nastavování šířky návinu. Nevýhodou naopak je, že má v oblasti úvratě větší dynamické nároky na pohon.

10 Závěr

Cílem této práce byla analýza a optimalizace rozváděcího systému na rotorových doprřadacích strojích. Původní systém, který vznikl z předchozího výzkumu, využívá centrální mechatronický systém s klikovým mechanismem poháněným servopohonem.

Na základě provedené analýzy bylo zjištěno, že nejslabší článek centrálního systému rozvádění představuje dlouhá rozváděcí tyč. K potlačení vlivu její délky byly navrženy dvě nové koncepce bez zásahu do konstrukce a uspořádání spřadacích sekcí. První umisřuje hnací mechanismus na obě strany stroje, čímž vzniká systém se spřaženými pohony. Druhá koncepce je velice podobná, ale jednu dlouhou tyč navíc rozděluje na dvě poloviční. Vzniká tak systém s nezávislými pohony, který v principu odpovídá dvěma strojům poloviční délky.

V rámci práce byly sestaveny matematické modely jednotlivých mechatronických systémů. Modely byly kompletně realizovány v prostředí Matlab a Matlab/Simulink. Toto prostředí bylo vybráno proto, že je určeno pro obecné numerické výpočty a lze v něm do jednoho celku spojit modely rozváděcí tyče i servopohonu. Při popisu servopohonu byl využit linearizovaný dq model a u rozváděcí tyče byl zvolen popis pomocí metody konečných prvků. Kromě těchto dvou částí kompletní modely obsahují bloky popisující klikový mechanismus, blok generující natočení virtuální vačky a pomocné systémy pro rušení pásmového vinutí a rozmazávání krajů. Z důvodu přehlednosti výsledků však byly poslední dva zmiňované systémy při simulacích vypnuty, protože mají na dynamické chování systému zanedbatelný vliv.

Pro stanovení vstupních parametrů do simulací a ověření sestavených modelů byla realizována řada měření. Ke zjištění vlastností servopohonu byla provedena identifikace s náhradní zátěží v podobě setrvačníků. Dále bylo provedeno měření vlastních frekvencí rozváděcí tyče, které bylo srovnáno s výsledky z modální analýzy. Nejvýznamnější měření však spočívala v měření na modelech kompletních rozváděcích systémů při reálných podmínkách zatěžování. Výsledky z těchto měření byly použity pro ověření kompletních modelů a zároveň sloužily k přímému srovnání jednotlivých variant konstrukcí mezi sebou.

Pomocí zmíněných měření se podařilo ověřit modely dílčích částí. V případě servopohonu se jako zásadní projeвило zavedení dopravního zpoždění do zpětné vazby.

Také bylo zjištěno, že při vyšších zátěžích se ve vysokých frekvencích začíná projevovat poddajnost hřídele rotoru. Při zahrnutí těchto vlastností byla mezi výsledky simulací a měření dosažena velmi dobrá shoda. Dobré výsledky byly také dosaženy u modelu rozváděcí tyče, kde rozdíl vlastní frekvence mezi výpočtem a měřením činil pouhé 3,7 %.

V případě systému se spřaženými pohony se při zkouškách významně projevila citlivost na délku tyče. Pokud délka tyče nesouhlasí se vzdáleností pohonů od sebe, vzniká především při rozběhu systému problém s překonáním úvratě. Negativní vliv přitom má i rozdílná teplotní roztažnost tyče a rámu stroje. Z tohoto pohledu se lepší alternativou ke klikovým mechanismům jeví mechanismus s řemeny, u něhož by ke zmiňovaným problémům v úvratí nedocházelo. I při správné délce tyče se ale celkově nepodařilo ze systému se spřaženými pohony získat stabilní výsledky. Tím však není vyloučeno, že podobný systém nemůže fungovat.

V případě systému s nezávislými pohony bylo oproti původnímu řešení dosaženo výrazného zlepšení jak v přípustné rychlosti, tak především ve kvalitě rozvádění. Kvalitou je přitom myšleno dodržování předepsaného průběhu rozvádění. Při respektování maximálního přípustného dlouhodobého zatížení tyče lze zvýšit rychlost rozvádění o přibližně 53 % a zároveň snížit maximální odchylku v šířce rozvádění o 55 %. Potvrdil se tak výchozí předpoklad, že dlouhá rozváděcí tyč zásadně omezuje výkon stroje.

Systém s tyčemi poloviční délky ukázal, že použití dvou menších pohonů je z hlediska výkonu a kvality rozvádění výhodnější než jeden centrální systém. Ještě příznivějších výsledků by mohlo být dosaženo umístěním více pohonů podél stroje, což by však znamenalo výraznější zásah do celkové konstrukce. Otázkou je, zda se takovéto řešení uplatní, protože s větším počtem pohonů rostou i celkové výrobní náklady.

11 Literatura

- [1] Rieter: *webové stránky firmy Rieter* [online] URL: <<http://www.rieter.com/>>, [cit. 25.5.2011]
- [2] ITMF: *International Textile Machinery Shipment Statistics, Vol. 34/2011*, ITMF, Zürich, Switzerland, 2012
- [3] Klein, W., Ernst, H., Stadler, H.: *RIKIPEDIA* [online] URL: <<http://www.rieter.com/en/rikipedia/navelements/mainpage/>>, [cit. 12.11.2012]
- [4] Rohlena, V., a kol.: *Bezvrátenové předení*, SNTL - Nakladatelství technické literatury, n.p., Praha, 1974, č.p. 04-823-74
- [5] Oerlikon Textile GmbH & Co. KG: *Autocoro 8, The high-tech revolution in rotor spinning* (Propagační brožura) [online] URL: <<http://www.schlafhorst.oerlikontextile.com/>>, 2011
- [6] Kaniok, J.: *Nový systém dokonalého přesného křížového vinutí* (Disertační práce), Liberec, 2004
- [7] SSM Schärer Schweiter Mettler AG: *webové stránky firmy SSM* [online] URL: <<http://www.ssm.ch/>>, [cit. 23.5.2011]
- [8] Kaniok, J., Žabka, P.: Development of a new perfect precise cross winding – PPCW – and equipment for its winding, *12th International Scientific Conference TRANSFER 2011*, Trenčín, Slovakia, 2011, s. 17, ISSN 1336-9695 (ISBN 978-80-8075-454-9)
- [9] Tavalášek, O., Plíšil, J.: *Příprava materiálů ke tkání*, SNTL - Nakladatelství technické literatury, n.p., Praha, 1984, č.p. 04-808-84
- [10] Oerlikon Textile GmbH & Co. KG: *webové stránky firmy oerlikon-Saurer* [online] URL: <<http://saurer.com/>>, [cit. 30.5.2011]
- [11] Katedra textilních strojů: *Textilní a oděvní stroje I*, VŠST v Liberci, Liberec, 1991, ISBN 80-7083-059-X
- [12] European Patent Organisation: *Esp@cnet - databáze European Patent Office* [online] URL: <<http://www.epo.org/>>, [cit. 28.1.2011]
- [13] Beran, J., Hubálek, M.: *Způsob rozvádění příze při navíjení příze na cívku a zařízení k provádění tohoto způsobu* (Patentový spis), 2009, CZ 300 588
- [14] Kühl, H.: *Vorrichtung zur Fadenverlegung auf einer Kreuzspule* (Patentový spis),

- 1989, EP 0 302 461
- [15] Sloupenský, J., Kubeš, V.: *Způsob rozvádění příze při navíjení příze na cívku a zařízení k rozvádění příze* (Patentový spis), 2008, CZ 299 896
- [16] Rieter CZ, a.s.: *Návod k obsluze BT923*, Ústí nad Orlicí, 2007
- [17] Hubálek, M.: *Nový systém rozvádění příze na rotorových doprřadacích strojích s využitím servopohonu* (Disertační práce), Liberec, 2006
- [18] Skařupa, J.: *Kreativita a inovační myšlení v konstruování*, VŠB-TUO, Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1717-0
- [19] Beran, J., Žabka, P., et al.: *Rozváděcí mechanismus - Záznamy měření zrychlení rozváděcí tyče na zkušebním standu dlouhého stroje*, Liberec, 2009, ISRN TUL – KTS/TZ/ZZ - - 09/06/CZ - - CZ + Měření zrychlení
- [20] Beran, J., Žabka, P., Valtera, J.: *Výzkumná zpráva z měření provozních veličin rozváděcího systému rotorového doprřadacího stroje s kombinovanými akumulátory energie v úvratích pohybu*, Liberec, 2012, ISRN TUL-MPO1726--12/01/CZ
- [21] Beran, J., Valtera, J., Žabka, P.: *New Trends in Yarn Distribution Systems on Spinning Machines, STRUTEX 2008*, Liberec, 2008, s. 579, ISBN 978-80-7372-418-4
- [22] Žabka, P., Beran, J.: *Traversing Mechanism of Yarn with the Rod Driven from both Ends for Rotor Spinning Machine, 7th International Conference Textile Science, TEXSCI 2010*, Liberec, 2010, s. -, ISBN 978-80-7372-638-6
- [23] Juliš, K., Brepta, R.: *Mechanika II. Díl, Dynamika, Technický průvodce svazek 66*, SNTL - Nakladatelství technické literatury, n.p., Praha, 1987, č.p. 04-220-87
- [24] Rydlo, P.: *Řízení elektrických střídavých pohonů*, TUL, Liberec, 2006, ISBN 80-7372-117-1
- [25] Valtera, J.: *Dynamická analýza dlouhé rozváděcí tyče rotorového doprřadacího stroje při vysokých rychlostech rozvádění, Workshop pro doktorandy Fakulty strojní a Fakulty textilní Technické univerzity v Liberci*, Liberec, 2011, s. 263, ISBN 978-80-7372-765-9
- [26] Žabka, P., Beran, J.: *Mathematical Model of the Yarn Traversing Mechatronic System, STRUTEX 2009*, Liberec, 2009, s. 125, ISBN 978-80-7372-542-6
- [27] Control Techniques Drives Ltd.: *Digitax ST - User Guide (issue: 1)*, Telford?,

- U.K., 2007
- [28] Magnusek, R.: *Řízení polohovacího mechanismu* (Diplomová práce), Liberec, 2010
- [29] Brepta, R., Půst, L. Turek, F.: *Mechanické kmitání, Technický průvodce svazek 71*, Sobotáles, Praha, 1994, ISBN 80-901684-8-5
- [30] Dukkupati, R., V.: *Advanced Mechanical Vibration*, Alpha Science International Ltd., Oxford, U.K., 2006, ISBN-13 978-1-84265-222-0, ISBN-10 1-84265-222-2
- [31] Min, C., Park, H., Park, S.: Direct identification of non-proportional modal damping matrix for lumped mass system using modal parameters, *Journal of Mechanical Science and Technology Vol.26-4*, Busan, Korea, 2012, s. 993, ISSN 1738-494X (Print) 1976-3824 (Online)
- [32] Bittnar, Z., Řeřicha, P.: *Metoda konečných prvků v dynamice konstrukcí*, SNTL - Nakladatelství technické literatury, n.p., Praha, 1981, č.p. 04-771-81
- [33] Jirkovksý, J.: *Fyzikální modelování mechanického tření v Simulinku*, MM Průmyslové spektrum, Praha, 2008, ISSN: 1212-2572
<<http://www.mmspektrum.com/clanek/fyzikalni-modelovani-mechanickeho-treni-v-simulinku.html>>
- [34] Hairer, E., Wanner, G.: *Solving Ordinary Differential Equations II Stiff and Differential-Algebraic Problems*, Springer, Berlin, Germany, 2010, ISBN 978-3-642-05220-0
- [35] MathWorks, Inc.: *Matlab Help pro v7.1* [online] URL:
<<http://www.mathworks.com/help/matlab/>>, 2005
- [36] Hairer, E., Nørsett, S.P., Wanner, G.: *Solving Ordinary Differential Equations I Nonstiff Problems*, Springer, Berlin, Germany, 1993, ISBN 978-3-540-56670-0
- [37] Valtera, J.: *Rozváděcí mechanismus - Zpráva z měření materiálových vlastností rozváděcí tyče*, Liberec, 2009, ISRN TUL - KTS/TZ/ZZ - - 09/07/CZ + Měření RT
- [38] Bilošová, A.: *Experimentální modální analýza*, VŠB-TUO, Ostrava, 2009,
- [39] Valtera, J., Beran, J.: Analysis of vibrations on the Traversing Rod on the Rotor Spinning Machine, *Transfer of Innovation to the interdisciplinary teaching of mechatronics for the advanced technology needs*, Opole, Poland, 2009, s. 389, ISBN 978-83-60691-56-4

- [40] Valtera, J., Michna, V.: *Měření dynamických vlastností rozváděcí tyče* (Učební text) [online] URL: http://www.kts.tul.cz/mvs/dokumenty/07_rozvadeci_tyc.pdf, 2009
- [41] VUES Brno a.s.: *Střídavé servomotory s permanentními magnety* (Produktový katalog) [online] URL: <http://www.vues.cz>, 2007
- [42] Landau, I. D., Zito, G.: *Digital Control Systems, Design, Identification and Implementation*, Springer, Grenoble, France, 2006, ISSN 0178-5354, ISBN-10 1-84628-055-9, E-ISBN 1-84628-056-7
- [43] Control Techniques Brno s.r.o.: *Unidrive SP - Rozšířené menu (druhé vydání)*, Brno, 2005
- [44] Lienveber, J., Vávra, P.: *Strojnické tabulky, Třetí doplněné vydání*, ALBRA, Úvaly, 2006, ISBN 80-7361-033-7
- [45] Žabka, P., Valtera, J., Procházka, V.: *Výzkumná zpráva z měření provozních veličin klikového rozváděcího systému rotorového doprůdaciho stroje*, Liberec, 2011, ISRN TUL-VCT2/A(TS) -- 07/03/CZ -- CZ + Navíjecí systémy
- [46] Žabka, P., Valtera, J., Beran, J.: *Dynamic Properties of Traversing Rod, XI International Conference on Theory of Machines and Mechanisms, TMM2012*, Springer, Liberec, 2012, s. 469, ISBN 978-94-007-5124-8

12 Seznam příloh

A Analytické výpočty.....	86
A.1 Seznam zkratk.....	86
A.1.1 Seznam proměnných a konstant.....	87
A.2 Základní struktura dynamických výpočtů.....	91
A.2.1 Rušení pásmového vinutí (RPV).....	91
A.2.2 Rozmazávání krajů (RK).....	92
A.3 Klikový mechanismus.....	93
A.3.1 Kinematické vlastnosti křížáku v závislosti na natočení kliky.....	93
A.3.2 Kinematické vlastnosti kliky v závislosti na poloze křížáku.....	94
A.3.3 Dynamická analýza klikového mechanismu.....	99
A.4 Rozváděcí funkce (virtuální vačka).....	102
A.4.1 Syntéza hnacího pohybu.....	106
A.5 Rozváděcí tyč.....	110
A.5.1 Materiálové vlastnosti.....	110
A.5.2 Diskrétní řešení.....	111
A.5.3 Řešení metodou konečných prvků.....	113
A.6 Matematický model synchronního motoru.....	115
A.7 Návrh setrvačníku.....	119
A.8 Návrh pružné spojky.....	123
B Struktura modelů v Matlabu/Simulinku.....	124
B.1 Celková struktura.....	124
B.2 Dynamické modely.....	125
C Výsledky simulací a měření.....	131
C.1 Měření pohonu se setrvačníky	131
C.2 Modální analýza.....	133
C.3 Dynamika původní konstrukce.....	135
C.4 Dynamika konstrukce s nezávislými pohony.....	142
D Obsah CD.....	149

A Analytické výpočty

A.1 Seznam zkratk

1D	- jednodimenzionální
APC	- Advanced Position Controller
BD	- bezvřetenové dopřádání, označení stroje
BDA	- označení stroje
BDF	- typ implicitní numerické metody
CAD	- počítačem podporované projektování
CD	- compact disk
CT	- Control Techniques
DPL	- strukturovaný text
dq	- typ modelu pohonu
DR	- driver
ECLA	- evropský patentový klasifikační systém
FEM	- metoda konečných prvků
FFT	- rychlá diskrétní Fourierova transformace
HBM	- výrobce měřicí techniky
ITMA	- název mezinárodní výstavy
ITMF	- název organizace
KM	- klikový mechanismus
KS	- označení stroje
M	- motor
MKP	- metoda konečných prvků
MS	- master
NDF	- typ numerické metody
PC	- osobní počítač
PI	- proporcionální a integrační (regulátor)
PRBS	- pseudo-náhodná binární sekvence
RT	- rozváděcí tyč
RK	- rozmazávání krajů
RP	- rušení pásmového vinutí
RPV	- rušení pásmového vinutí
SB	- spřádací jednotka
SP	- servopohon
SSM	- název firmy
TU	- technická univerzita
TUL	- Technická univerzita v Liberci
VÚB	- Výzkumný ústav bavlnářský
zzpm	- počet dvojzdvihů za minutu

A.1.1 Seznam proměnných a konstant

označení	jednotka	stručný popis
a_i, b_i		konstanta polynomu
A_p	m	amplituda přechodu rozváděcí funkce
A_{RK}	m	amplituda RK
A_{RPV}		amplituda RPV
\mathbf{b}	N·s/m	matice tlumení prvku
b_i, b_d, b_k	N·s/m	vnitřní tlumení tyče
b_h	N·s/rad	torzní tlumení rotoru
\mathbf{B}	N·s/m	matice tlumení
B_p		koeficient šířky přechodu rozváděcí funkce
c_0, c_{0d}, c_{0k}	m/s	fázová rychlost podélného vlnění
C		integrační konstanta
d, d_1, d_2	m	průměr návinu
d_d, d_k	m	vnitřní průměr tyče
D_3, D_4, D_{RK}	N	setrvačná síla
D_d, D_k	m	vnější průměr tyče
e		Eulerovo číslo
E, E_d, E_k	Pa	modul pružnosti
E_K	J	kinetická energie
E_P	J	potenciální energie
\mathbf{f}	N	vektor vnějších sil
f_n	Hz	vlastní frekvence tyče
f_T		koeficient tření
F	N	síla působící mezi RT a křížákem
F_i	N	vnější síla působící na i-tý prvek RT
g	m/s ²	tíhové zrychlení
G		zisk polohového regulátoru
G_2, G_3	N	tíhová síla
h	m	základní šířka rozvádění
i		číslo prvku
i_d, i_q	A	proud
I		integrační zisk otáčkového regulátoru

označení	jednotka	stručný popis
I_{2A}, I_{3C}	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	moment setrvačnosti tělesa k danému bodu
I_{ST}	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	moment setrvačnosti disku setrvačníku
j		imaginární jednotka
J	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	moment setrvačnosti rotoru
J_z	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	moment setrvačnosti zátěže
\mathbf{k}	N/m	matice tuhosti prvku
k, k_d, k_k	N/m	tuhost tyče
k_e	V·s	elektrická konstanta motoru
k_h	N/rad	torzní tuhost rotoru
k_m	N·m/A	momentová konstanta motoru
k_p	m/rad	směrnice přímkové části rozváděcí funkce
\mathbf{K}	N/m	matice tuhosti
K_i, K_p		integrační a proporcionální zisk proudového regulátoru
l	m	délka ojnice
l_i	m	délka prvku
l_j	m	vzdálenost dvou vodičů (šířka jednotky)
l_s	m	délka jedné rozváděcí tyče (šířka sekce)
l_T	m	vzdálenost těžiště ojnice od osy křížáku
L_d, L_q	H	indukčnost vinutí
\mathbf{m}	kg	matice hmotnosti prvku
m_2, m_3, m_4	kg	hmotnost tělesa
m_d, m_k	kg	hmotnost tyče
m_s	kg	hmotnost spojky
m_{ST}	kg	hmotnost disku setrvačníku
m_v	kg	hmotnost vodiče
\mathbf{M}	kg	matice hmotnosti
M_{D2A}, M_{D3C}	N·m	setrvačný moment tělesa
M_F	N·m	moment pro překonání dynamického účinku tyče
M_k	N·m	moment pro překonání dynamického účinku KM
\mathbf{MI}	1/kg	inverzní matice hmotnosti s okrajovými podmínkami
M_Z	N·m	celkový zátěžný moment působící na hřídel motoru
n		počet uzlů
n_T, n_d, n_k		počet tyčí

označení	jednotka	stručný popis
n_P		počet konečných prvků mezi dvěma vodiči
n_V		počet vodičů na jedné tyči
O_2, O_3	N	odstředivá síla tělesa
p_p		počet pólových párů
P		proporcionální zisk otáčkového regulátoru
r	m	délka kliky
r_T	m	vzdálenost těžiště kliky od osy pohonu
R	Ω	odpor statoru
R_1	Ω	odpor jedné fáze statorového vinutí
R_{Ax}, R_C, \dots	N	reakční síla
R_s		soukací poměr
s, s_T	m	poloha křížáku
s		komplexní proměnná L-transformace
s_o	m	stoupání ovinů
S_d, S_k	m ²	plocha průřezu tyče
t	s	čas
t_d, t_{d2}	s	dopravní zpoždění
T	s	perioda základní rozváděcí funkce
T_2, T_3	N	tečná setrvačná síla tělesa
T_i		časová konstanta proudového regulátoru
u	m	posunutí
U	m	amplituda stojatého vlnění
U_1, U_d, U_q	V	napětí
v_o	m/s	odtahová rychlost
w	m	posunutí uzlu
\mathbf{x}	m	vektor posunutí uzlů
x_n	m	poloha uzlu (v globálním s.s.)
z, z_T	m	poloha vodiče
z		komplexní proměnná Z-transformace
α	rad	úhel křížení
α_1, α_2		lineární koeficient
β	rad	úhel stoupání ovinů
γ	rad	úhel rozběhu

označení	jednotka	stručný popis
δ		číslo ležící v libovolně malém okolí nuly
ε		poměrné prodloužení
ξ		lokální souřadnice prvku
π		Ludolfovo číslo
$\varrho, \varrho_d, \varrho_k$	kg/m ³	hustota
φ	rad	úhel natočení fiktivní vačky
Φ_B	Wb	magnetický tok rotoru
χ	rad	úhel natočení ojnice
ψ, ψ_T	rad	úhel natočení kliky
Ψ_d, Ψ_q	Wb	magnetický tok
ω	rad/s	úhlová rychlost hlavního hřídele
ω_E	rad/s	elektrická úhlová rychlost
Ω	1/s	vlastní frekvence

nejčastější dolní indexy:

- x - osa x
- y - osa y
- d - dural
- k - kompozit
- i - číslo prvku
- n - poslední prvek
- l - levý pohon
- p - pravý pohon
- I, II, ... - označení intervalů
- d - osa rotoru podélně k magnetické polarizaci
- q - osa rotoru příčně k magnetické polarizaci
- RK - rozmazávání krajů
- RPV - rušení pásmového vinutí
- T - teoretická (žádaná) hodnota

nejčastější horní indexy:

- S - stacionární souřadnicový systém
- R - rotující souřadnicový systém

A.2 Základní struktura dynamických výpočtů

Základní nezávislou proměnnou je čas t . Na jeho základě je stanoveno natočení virtuální vačky (hlavního hřídele mechanismu). V případě konstantního chodu a bez RPV platí:

$$\varphi(t) = \omega \cdot t, \quad \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi} = \omega, \quad \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \ddot{\varphi} = 0,$$

kde ω je úhlová rychlost virtuální vačky v [rad/s], přičemž převod jednotek je:

$$1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = \frac{60}{2 \cdot \pi} \text{ zrpm}.$$

Rychlost odtahu příze je:

$$v_o = \frac{\omega \cdot k_p}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)},$$

kde k_p je směrnice přímkové části rozváděcí funkce (viz příloha A.4) a α je úhel křížení.

Na základě natočení virtuální vačky je stanovena požadovaná poloha vodiče $z_T(\varphi)$ (viz příloha A.4) a z ní je přes převod klikového mechanismu (viz příloha A.3) určeno požadované natočení kliky $\psi_T(z_T(\varphi))$. To společně se zátěžným momentem vstupují do modelu servopohonu (viz příloha A.6), na jehož výstupu je skutečné natočení kliky ψ . Z něj je přes převod klikového mechanismu určena poloha křížáku z , jenž vstupuje jako okrajová podmínka do modelu tyče (viz příloha A.5). V něm je vypočtena poloha jednotlivých vodičů a zpět je vrácena reakční síla od tyče F . Ta je opět přes klikový mechanismus přepočtena na zátěžný moment, k němuž je navíc připočteno i zatížení od setrvačnosti klikového mechanismu. Celkový zátěžný moment M_z následně vstupuje do modelu servopohonu, čímž se celý cyklus uzavírá.

A.2.1 Rušení pásmového vinutí (RPV)

Rušení pásmového vinutí modifikuje rychlost virtuální vačky. Může být definováno harmonickou změnou převodu

$$\frac{d\varphi_{RPV}}{d\varphi} = 1 + A_{RPV} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{T_{RPV}}\right),$$

odkud integrací

$$\begin{aligned} \varphi_{RPV} &= \int 1 + A_{RPV} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{T_{RPV}}\right) d\varphi = \left| \frac{\varphi = T_{RPV} \cdot u}{d\varphi = T_{RPV} \cdot du} \right| = \int T_{RPV} \cdot (1 + A_{RPV} \cdot \sin(u)) du = \\ &= T_{RPV} \cdot u - T_{RPV} \cdot A_{RPV} \cdot \cos(u) + C = \varphi - T_{RPV} \cdot A_{RPV} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{T_{RPV}}\right) + C \end{aligned}$$

pro podmínku

$$(\varphi_{RPV})_{\varphi=0} = 0,$$

vychází modifikované natočení virtuální vačky

$$\varphi_{RPV} = \varphi + T_{RPV} \cdot A_{RPV} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{\varphi}{T_{RPV}}\right)\right) .$$

Derivace převodu je

$$\frac{d^2 \varphi_{RPV}}{d\varphi^2} = \frac{A_{RPV}}{T_{RPV}} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{T_{RPV}}\right) ,$$

modifikovaná rychlost virtuální vačky je

$$\dot{\varphi}_{RPV} = \dot{\varphi} \cdot \left(1 + A_{RPV} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{T_{RPV}}\right)\right)$$

a modifikované zrychlení je

$$\ddot{\varphi}_{RPV} = \ddot{\varphi} \cdot \left(1 + A_{RPV} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{T_{RPV}}\right)\right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{A_{RPV}}{T_{RPV}} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{T_{RPV}}\right) .$$

A.2.2 Rozmazávání krajů (RK)

Rozmazávání krajů se přičítá k poloze vodiče:

$$z_i = z_{i0} + z + z_{RK} , \quad \dot{z}_i = \dot{z} + \dot{z}_{RK} \quad \text{a} \quad \ddot{z}_i = \ddot{z} + \ddot{z}_{RK} .$$

Může být definované harmonickou funkcí

$$z_{RK} = A_{RK} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{T_{RK}}\right)$$

na poloze virtuální vačky, jejíž derivace jsou

$$\frac{dz_{RK}}{d\varphi} = \frac{A_{RK}}{T_{RK}} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{T_{RK}}\right)$$

a

$$\frac{d^2 z_{RK}}{d\varphi^2} = -\frac{A_{RK}}{T_{RK}^2} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{T_{RK}}\right) .$$

Derivace podle času pak vychází

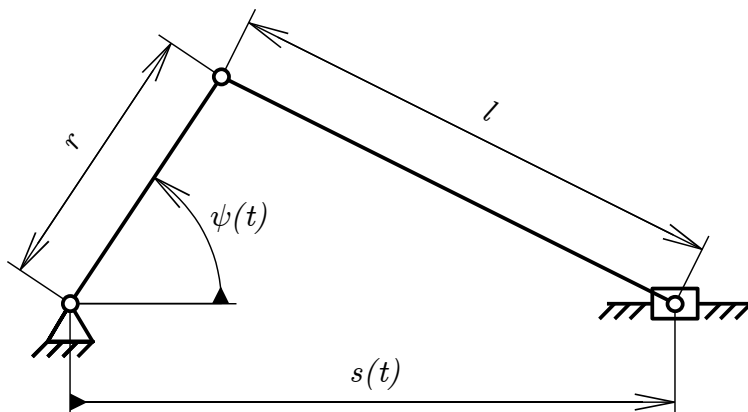
$$\dot{z}_{RK} = \dot{\varphi} \cdot \frac{A_{RK}}{T_{RK}} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{T_{RK}}\right)$$

a

$$\ddot{z}_{RK} = \ddot{\varphi} \cdot \frac{A_{RK}}{T_{RK}} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{T_{RK}}\right) - \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{A_{RK}}{T_{RK}^2} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{T_{RK}}\right) .$$

A.3 Klikový mechanismus

Klikový mechanismus je použit k převodu rotačního pohybu elektromotoru na přímočarý pohyb tyče. Jeho schéma je zobrazeno na obrázku A.1.



Obr. A.1: Schéma klikového mechanismu

Poloha křížáku má oproti poloze vodičů zvolenu obrácenou orientaci. Vzájemný převod lze vyjádřit rovnicemi:

$$z(t) = r + l - s(t) \quad , \quad s(t) = r + l - z(t) \quad ,$$

$$\frac{dz}{ds} = \frac{ds}{dz} = -1 \quad , \quad \frac{dz}{d\psi} = \frac{dz}{ds} \cdot \frac{ds}{d\psi} = -\frac{ds}{d\psi} \quad , \quad \frac{d^2z}{d\psi^2} = -\frac{d^2s}{d\psi^2} \quad ,$$

$$\frac{d\psi}{dz} = \frac{d\psi}{ds} \cdot \frac{ds}{dz} = -\frac{d\psi}{ds} \quad , \quad \frac{d^2\psi}{dz^2} = -\frac{d^2\psi}{ds^2} \cdot \frac{ds}{dz} = \frac{d^2\psi}{ds^2} \quad .$$

Geometrické podmínky řešitelnosti jsou:

$$r > 0 \quad , \quad r < l \quad , \quad l - r \leq s(t) \leq l + r \quad , \quad (l > 0 \quad , \quad s(t) > 0 \quad , \quad 0 \leq z(t) \leq 2 \cdot r) \quad ,$$

dále platí $2 \cdot r = h$.

A.3.1 Kinematické vlastnosti křížáku v závislosti na natočení kliky

Polohu křížáku v závislosti na natočení kliky lze zapsat vztahem

$$s(\psi) = r \cdot \cos(\psi) + \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\psi)} \quad ,$$

jehož derivace jsou

$$\frac{ds}{d\psi} = -r \cdot \sin(\psi) - \frac{r^2 \cdot \sin(\psi) \cdot \cos(\psi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\psi)}}$$

a

$$\frac{d^2s}{d\psi^2} = -r \cdot \cos(\psi) - \frac{l^2 \cdot (r^2 - l^2) + (l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\psi))^2}{\sqrt{(l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\psi))^3}} \quad .$$

A.3.2 Kinematické vlastnosti kliky v závislosti na poloze křížáku

Natočení kliky jako závislost na poloze křížáku lze odvodit z kosinovy věty

$$l^2 = r^2 + s^2 - 2 \cdot r \cdot s \cdot \cos(\psi) \quad .$$

Vzhledem ke konstrukci mechanismu existují vždy dvě řešení. Dále je uvažován pouze případ, kdy se klika otáčí ve směru narůstajícího úhlu $\psi \in \langle 0, 2\pi \rangle$. Potom platí:

$$\psi(s) = \arccos\left(\frac{s^2 + r^2 - l^2}{2 \cdot r \cdot s}\right) \quad \text{pro } s'_\varphi \leq 0 \quad \text{a}$$

$$\psi(s) = 2\pi - \arccos\left(\frac{s^2 + r^2 - l^2}{2 \cdot r \cdot s}\right) \quad \text{pro } s'_\varphi \geq 0 \quad .$$

Derivací lze získat převod:

$$\frac{d\psi}{ds} = \frac{\mp 1}{\sqrt{1 - \left(\frac{s^2 + r^2 - l^2}{2 \cdot r \cdot s}\right)^2}} \cdot \frac{2 \cdot s \cdot 2 \cdot r \cdot s - (s^2 + r^2 - l^2) \cdot 2 \cdot r}{(2 \cdot r \cdot s)^2} \quad \text{při } l - r < s(t) < l + r \quad ,$$

$$\frac{d\psi}{ds} = \frac{r^2 - l^2 - s^2}{s \cdot \sqrt{(2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - s^2)^2}} \quad \text{pro } s'_\varphi \leq 0 \quad \text{a}$$

$$\frac{d\psi}{ds} = \frac{-r^2 + l^2 + s^2}{s \cdot \sqrt{(2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - s^2)^2}} \quad \text{pro } s'_\varphi \geq 0 \quad .$$

Tyto funkce jsou definované pouze na intervalu $l - r < s(t) < l + r$.

Pro výpočet limitní hodnoty v bodě $l + r$ je provedena substituce $s = l + r - \delta$:

$$\begin{aligned} \lim_{s \rightarrow (l+r)^-} \frac{d\psi}{ds} &= \lim_{\delta \rightarrow 0^+} \frac{r^2 - l^2 - (l + r - \delta)^2}{(l + r - \delta) \cdot \sqrt{(2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - (l + r - \delta)^2)^2}} = \\ &= \lim_{\delta \rightarrow 0^+} \frac{-2 \cdot l \cdot (l + r)}{(l + r) \cdot \sqrt{(2 \cdot r \cdot l)^2 - (-2 \cdot r \cdot l + 2 \cdot r \cdot \delta + 2 \cdot l \cdot \delta - \delta^2)^2}} = -\infty \quad . \end{aligned}$$

Pro velmi malé δ je $\delta^2 \ll 2 \cdot r \cdot \delta + 2 \cdot l \cdot \delta$, a proto je výraz v druhé závorce pod odmocninou v absolutní hodnotě menší než výraz v závorce první. Celý výraz pod odmocninou se tedy blíží k 0 zprava.

Stejným postupem lze určit limitní hodnoty v ostatních bodech:

$$\text{pro } s'_\varphi \leq 0 \quad (s'_\varphi \rightarrow 0^-) \quad \text{je} \quad \lim_{s \rightarrow (l+r)^-} \frac{d\psi}{ds} = -\infty \quad \text{a} \quad \lim_{s \rightarrow (l-r)^+} \frac{d\psi}{ds} = -\infty \quad ,$$

$$\text{pro } s'_\varphi \geq 0 \quad (s'_\varphi \rightarrow 0^+) \quad \text{je} \quad \lim_{s \rightarrow (l+r)^-} \frac{d\psi}{ds} = +\infty \quad \text{a} \quad \lim_{s \rightarrow (l-r)^+} \frac{d\psi}{ds} = +\infty \quad .$$

Při určení derivace převodu se vychází z převodové funkce

$$\frac{d\psi}{ds} = \frac{r^2 - l^2 - s^2}{s \cdot \sqrt{(2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - s^2)^2}} \quad .$$

Pro přehlednější zápis lze zavést substituci

$$Q(s) = (2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - s^2)^2 \quad , \text{ čímž vznikne rovnice } \frac{d\psi}{ds} = \frac{r^2 - l^2 - s^2}{s \cdot \sqrt{Q(s)}}$$

jejíž derivace je

$$\frac{d^2\psi}{ds^2} = \frac{-2 \cdot s^2 \cdot \sqrt{Q(s)} - (r^2 - l^2 - s^2) \cdot \left(\sqrt{Q(s)} + \frac{s \cdot Q'(s)}{2 \cdot \sqrt{Q(s)}} \right)}{s^2 \cdot Q(s)}$$

kde

$$Q'(s) = 4 \cdot s \cdot (r^2 + l^2 - s^2) \quad .$$

Úpravou této rovnice lze získat zápis ve tvaru

$$\frac{d^2\psi}{ds^2} = \frac{(r^2 - l^2 - s^2)^3 + 8 \cdot (l^2 - r^2) \cdot l^2 \cdot s^2}{s^2 \cdot \sqrt{((2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - s^2)^2)^3}} \quad \text{pro } s'_\varphi \leq 0$$

a analogicky platí

$$\frac{d^2\psi}{ds^2} = \frac{-(r^2 - l^2 - s^2)^3 - 8 \cdot (l^2 - r^2) \cdot l^2 \cdot s^2}{s^2 \cdot \sqrt{((2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - s^2)^2)^3}} \quad \text{pro } s'_\varphi \geq 0 \quad .$$

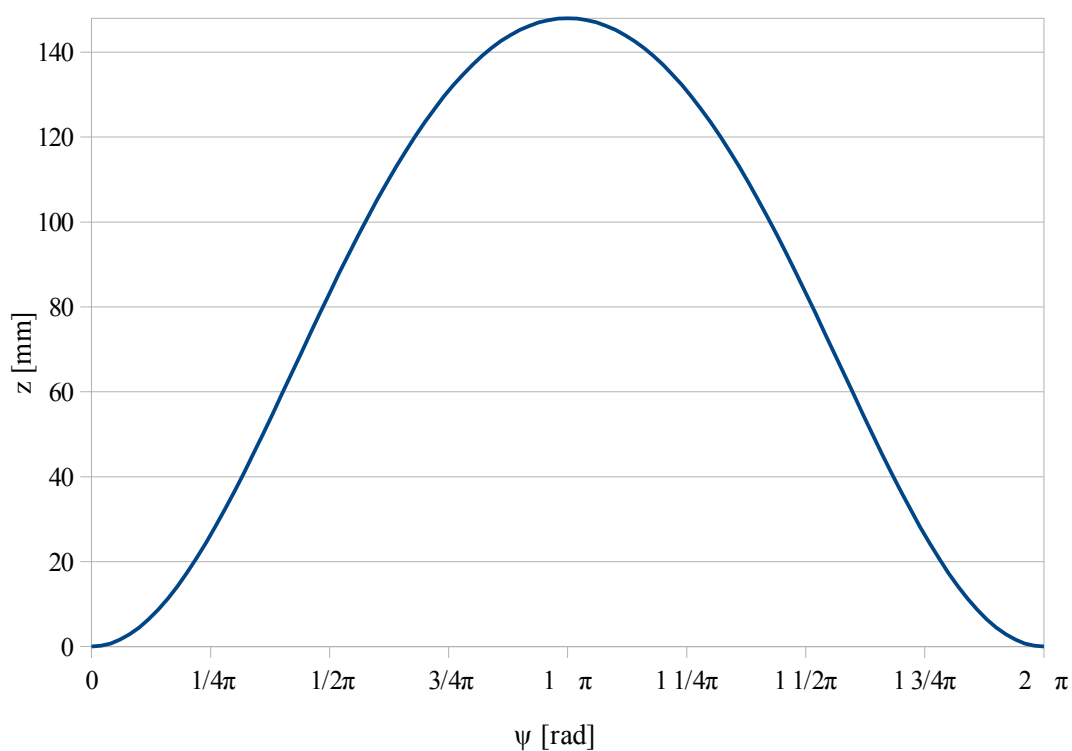
Tyto funkce jsou opět definovány pouze pro $l - r < s(t) < l + r$.

Limitní hodnoty lze odvodit obdobným způsobem jako u převodové funkce:

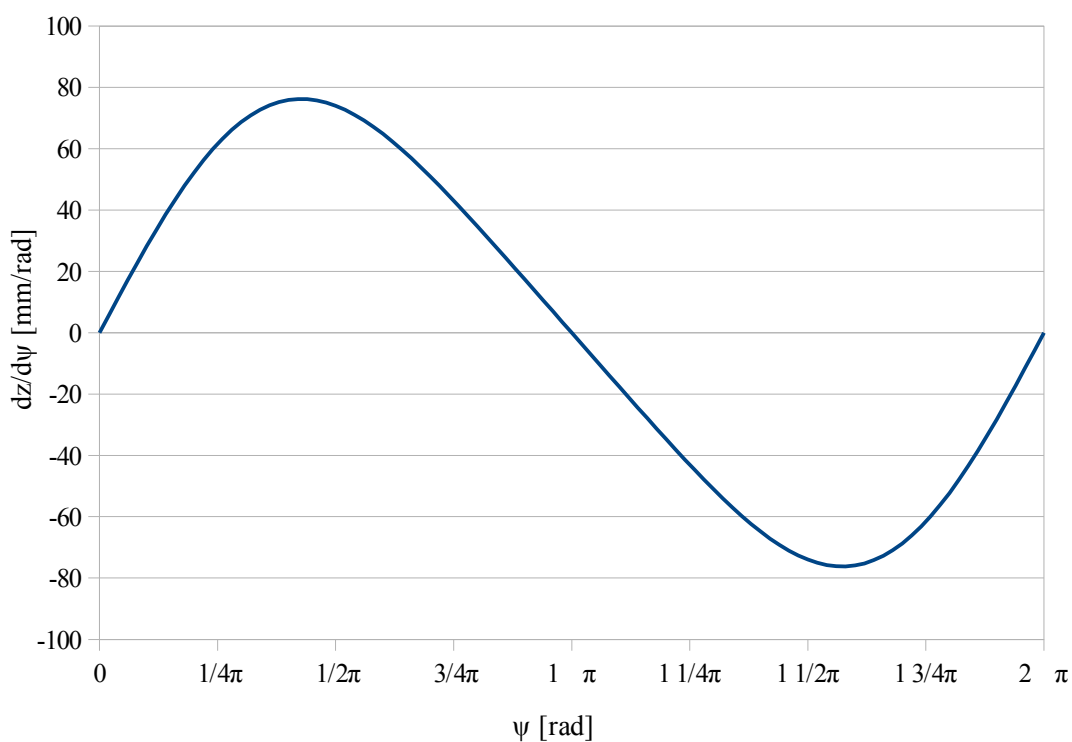
$$\text{pro } s'_\varphi \leq 0 \quad (s'_\varphi \rightarrow 0^-) \text{ je } \lim_{s \rightarrow (l+r)^-} \frac{d^2\psi}{ds^2} = -\infty \quad \text{a} \quad \lim_{s \rightarrow (l-r)^+} \frac{d^2\psi}{ds^2} = +\infty \quad ,$$

$$\text{pro } s'_\varphi \geq 0 \quad (s'_\varphi \rightarrow 0^+) \text{ je } \lim_{s \rightarrow (l+r)^-} \frac{d^2\psi}{ds^2} = +\infty \quad \text{a} \quad \lim_{s \rightarrow (l-r)^+} \frac{d^2\psi}{ds^2} = -\infty \quad .$$

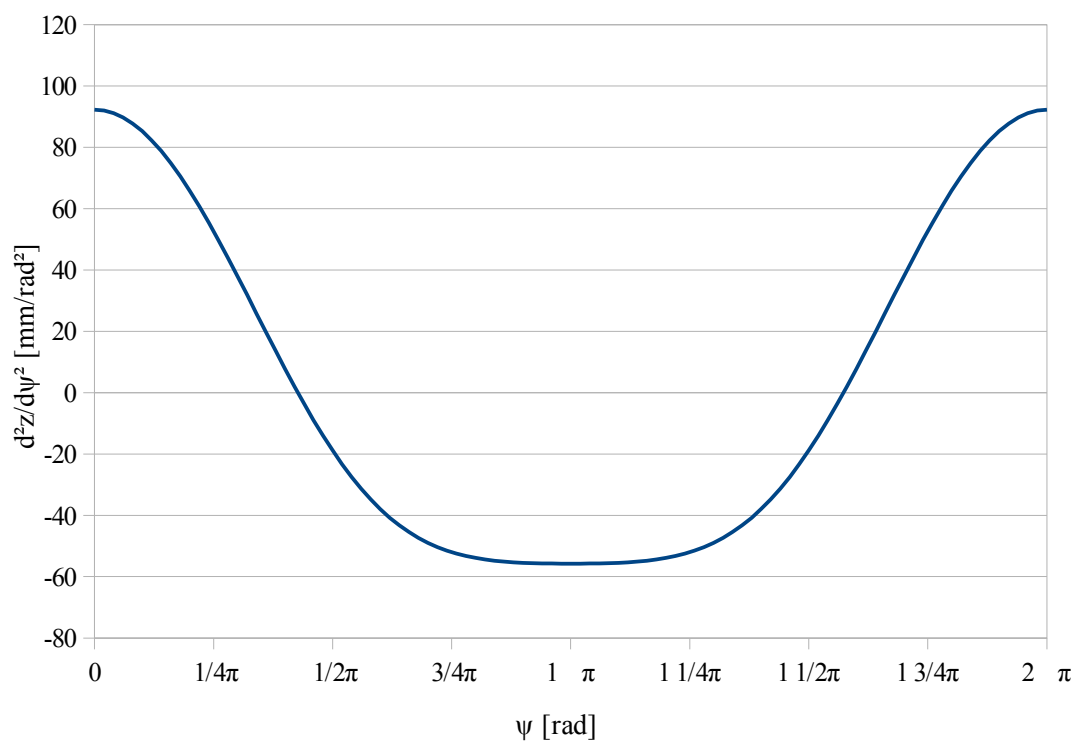
grafy pro $r=74\text{ mm}$ a $l=300\text{ mm}$



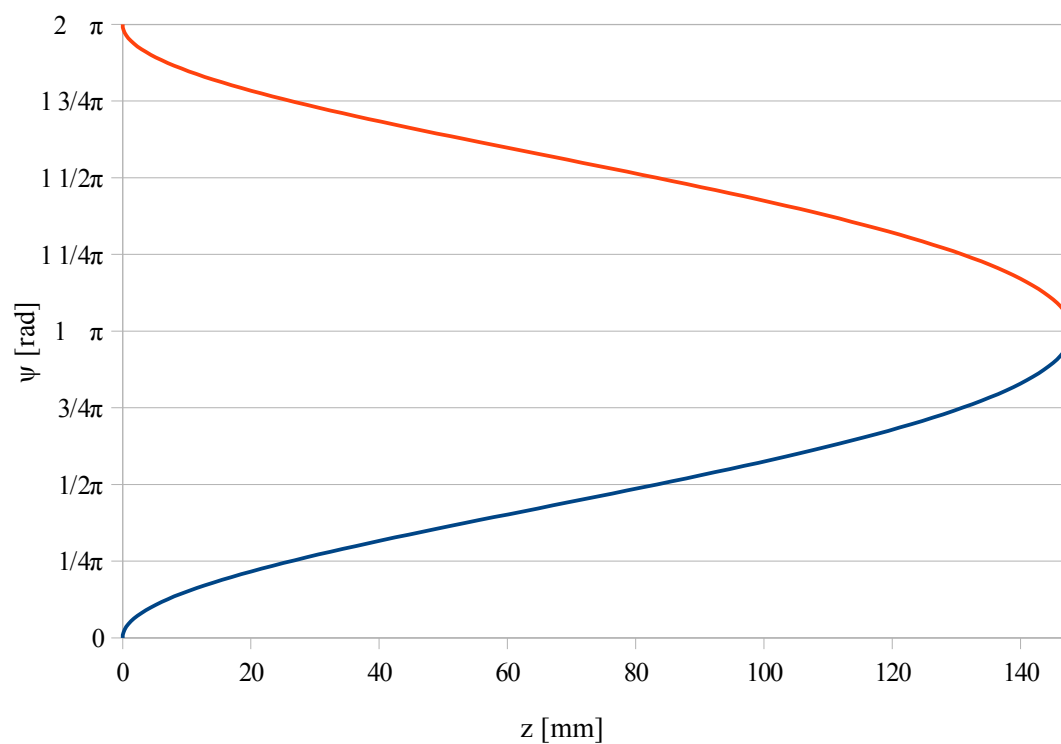
Obr. A.2: Poloha křížáku v závislosti na natočení kliky



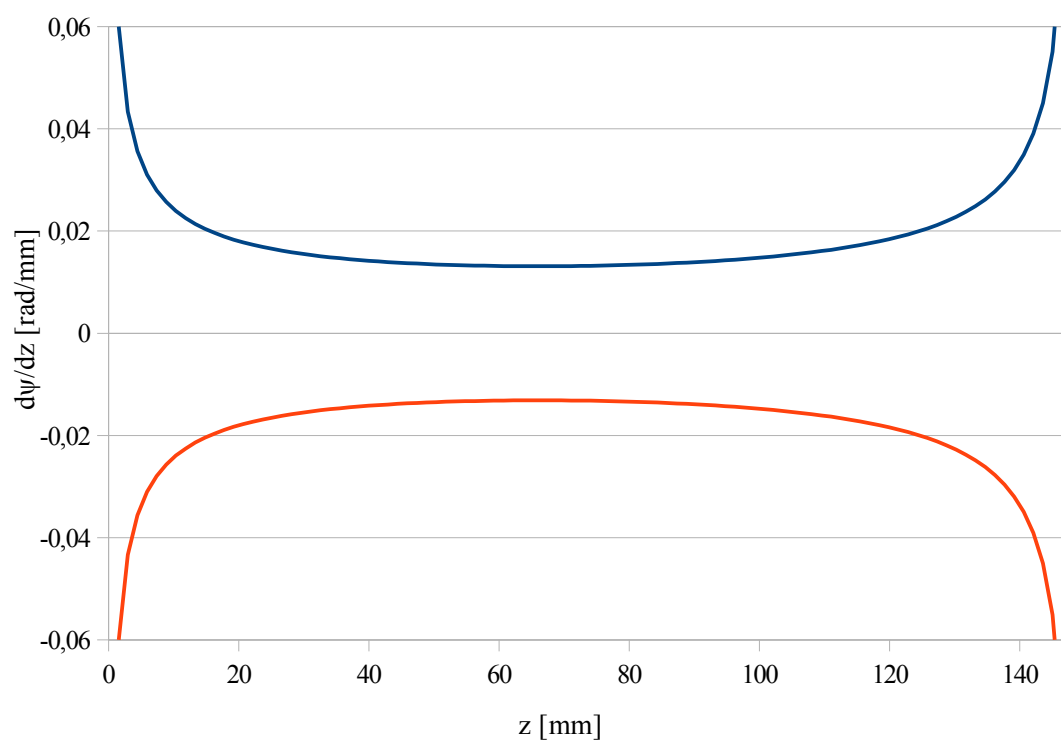
Obr. A.3: Převod klikového mechanismu v závislosti na natočení kliky



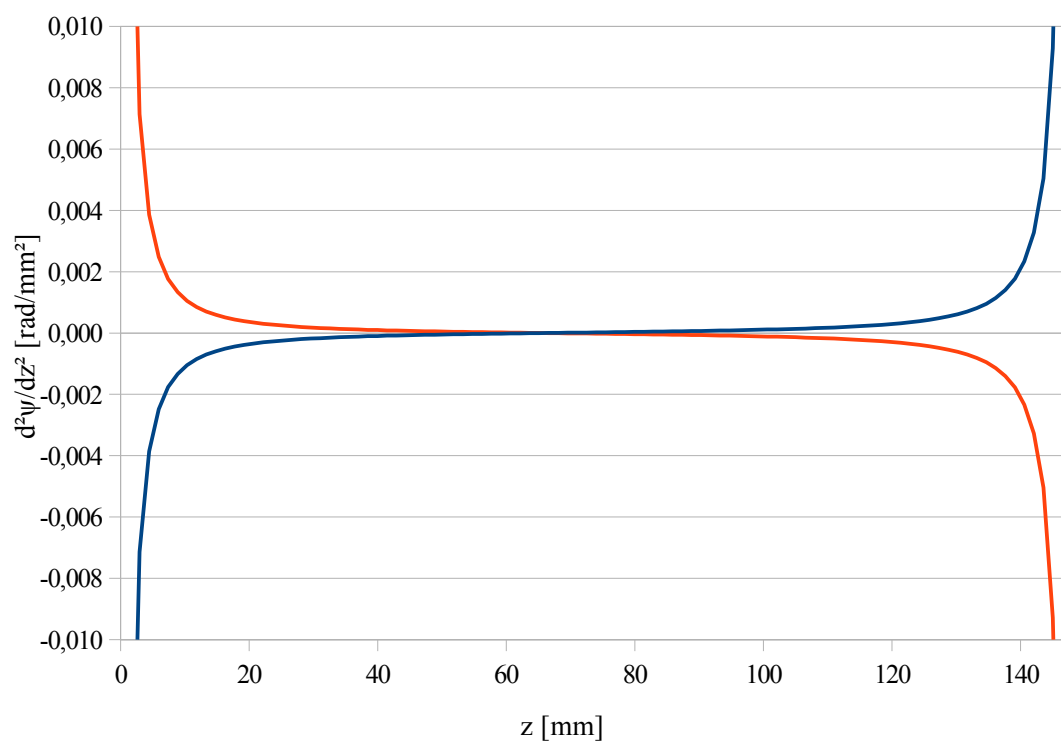
Obr. A.4: Derivace převodu klikového mechanismu v závislosti na natočení kliky



Obr. A.5: Natočení kliky v závislosti na poloze křížáku



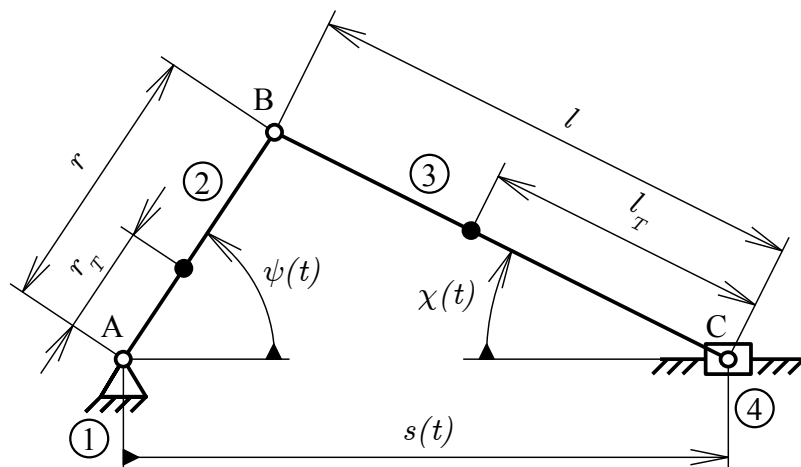
Obr. A.6: Převod klikového mechanismu v závislosti na poloze křížáku



Obr. A.7: Derivace převodu klikového mechanismu v závislosti na poloze křížáku

A.3.3 Dynamická analýza klikového mechanismu

K určení zátěžného momentu je použit d'Alambertův princip a uvolňovací metoda.



Obr. A.8: Schéma klikového mechanismu s rozměry

Zátěžný moment je určen součtem momentů nutných k překonání dynamických účinků klikového mechanismu a rozváděcí tyče

$$M_Z = M_k + M_F ,$$

kde moment pro překonání dynamického působení tyče je

$$M_F = F \cdot s \cdot \tan(\chi) , \text{ respektive } M_F = -F \cdot s'_{\psi} .$$

Úhel natočení ojnice je odvozen pomocí sinovi věty

$$\chi = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\psi)\right)$$

a jeho derivace podle ψ jsou

$$\frac{d\chi}{d\psi} = \frac{r \cdot \cos(\psi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\psi)}} , \quad \frac{d^2\chi}{d\psi^2} = \frac{r \cdot \sin(\psi) \cdot (r^2 - l^2)}{\sqrt{(l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\psi))^3}} .$$

Potřebné pohybové rovnice pro jednotlivá tělesa jsou:

2 A:

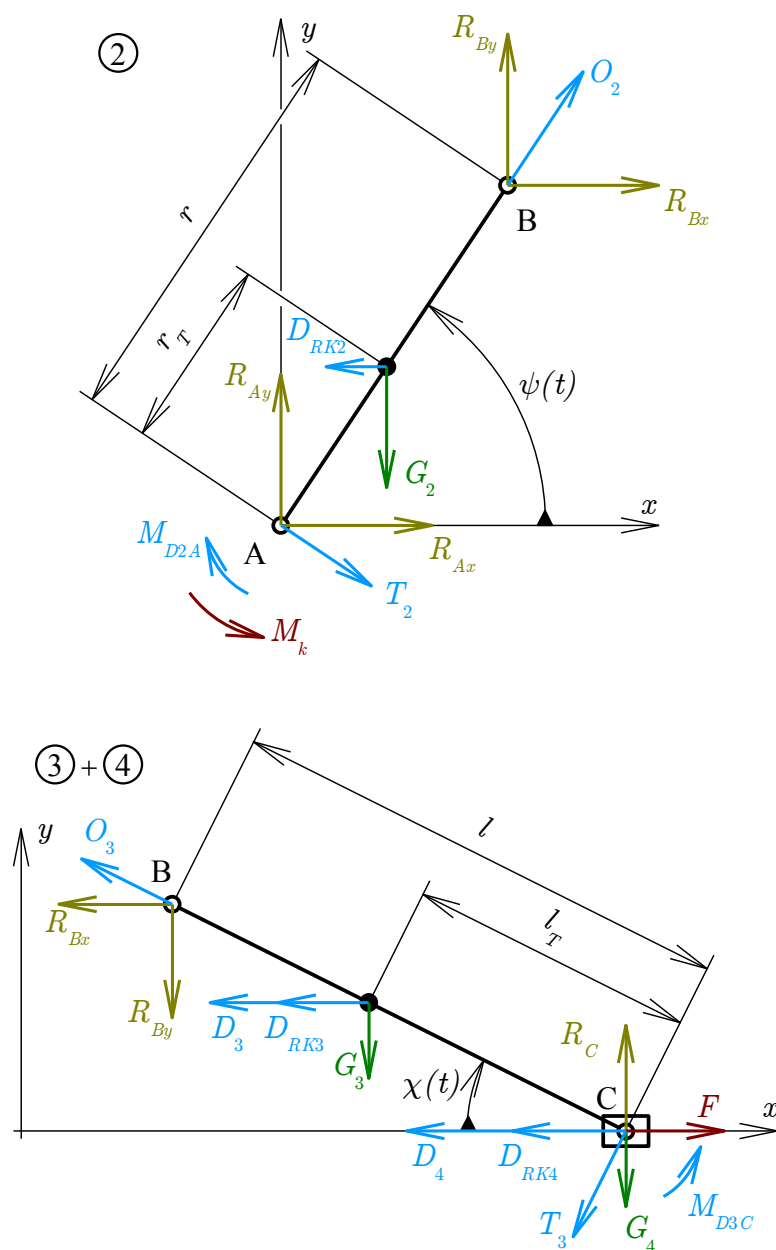
$$M_k = R_{Bx} \cdot r \cdot \sin(\psi) - R_{By} \cdot r \cdot \cos(\psi) + G_2 \cdot r_T \cdot \cos(\psi) - D_{RK2} \cdot r_T \cdot \sin(\psi) + M_{D2A} ,$$

3+4 C:

$$R_{By} = (-R_{Bx} \cdot l \cdot \sin(\chi) - G_3 \cdot l_T \cdot \cos(\chi) - (D_3 + D_{RK3}) \cdot l_T \cdot \sin(\chi) - M_{D3C}) / (l \cdot \cos(\chi)) ,$$

3+4 x:

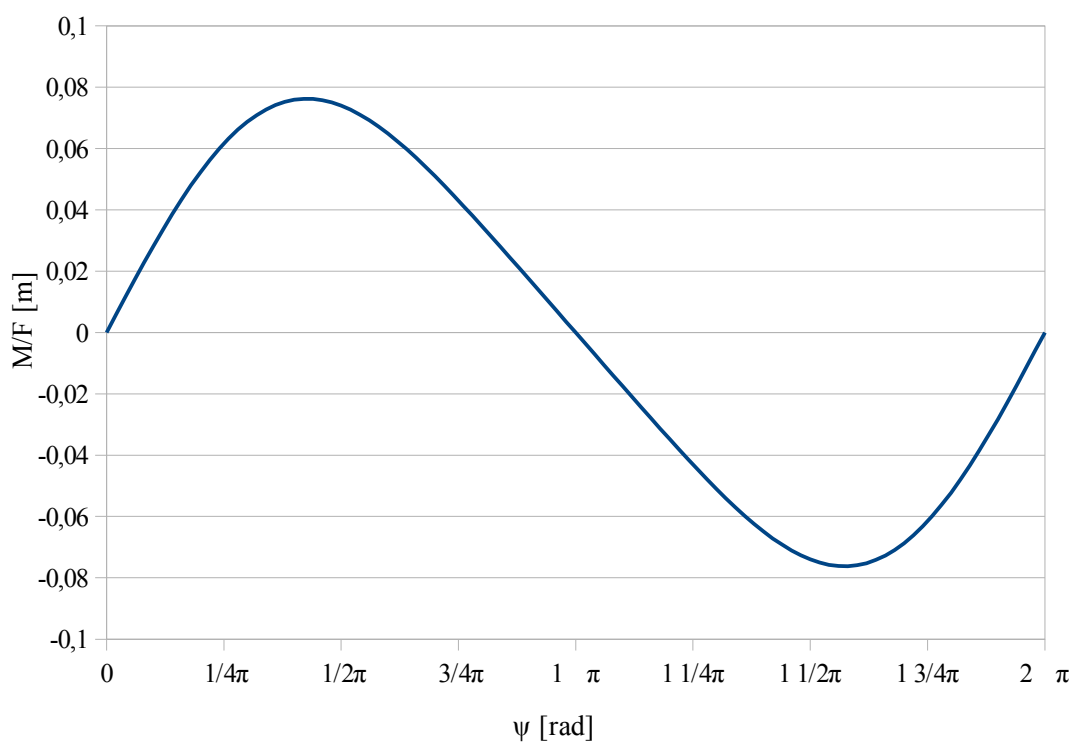
$$R_{Bx} = -D_3 - D_{RK3} - O_3 \cdot \cos(\chi) - T_3 \cdot \sin(\chi) - D_4 - D_{RK4} .$$



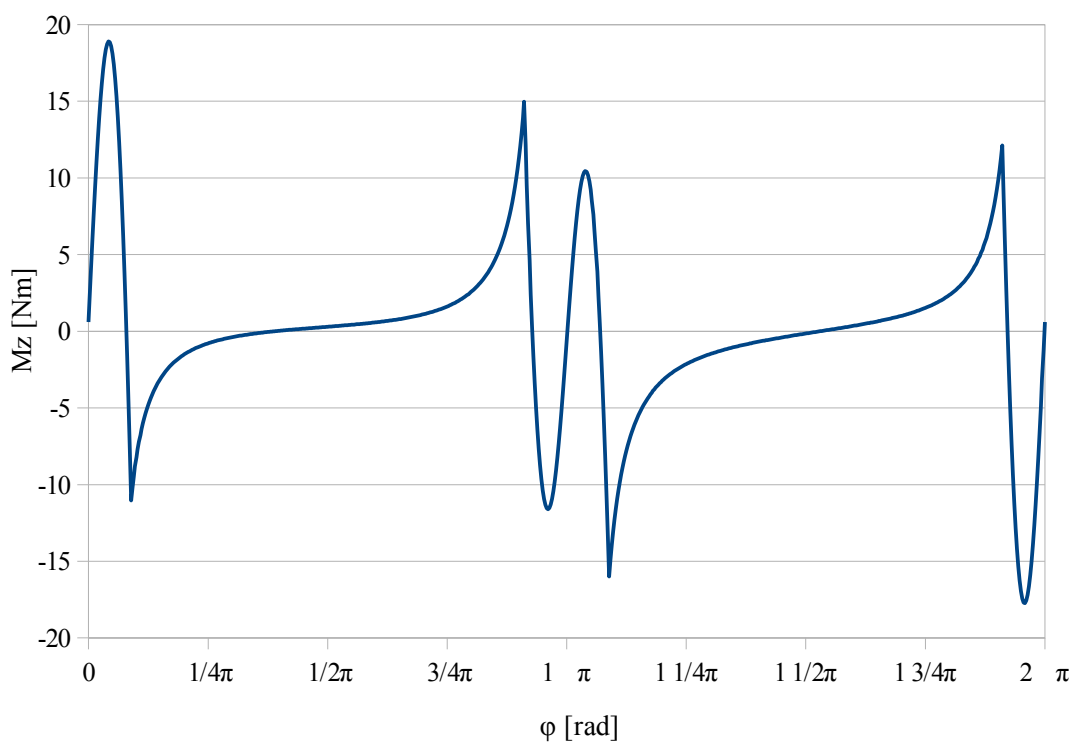
Obr. A.9: Rozklad mechanismu na tělesa

Kde jednotlivé síly a momenty jsou:

$$\begin{aligned}
 M_{D2A} &= I_{2A} \cdot \ddot{\psi} \quad , \quad M_{D3C} = I_{3C} \cdot \ddot{\chi} \quad , \quad G_2 = m_2 \cdot g \quad , \quad G_3 = m_3 \cdot g \quad , \\
 D_4 &= m_4 \cdot \ddot{s} \quad , \quad D_{RK2} = m_2 \cdot \ddot{z}_{RK} \quad , \quad D_{RK3} = m_3 \cdot \ddot{z}_{RK} \quad , \quad D_{RK4} = m_4 \cdot \ddot{z}_{RK} \quad , \\
 O_3 &= m_3 \cdot l_T \cdot \dot{\chi}^2 \quad , \quad T_3 = m_3 \cdot l_T \cdot \ddot{\chi} \quad , \quad D_3 = m_3 \cdot \ddot{s} \quad .
 \end{aligned}$$



Obr. A.10: Převod působící síly na moment v závislosti na natočení kliky



Obr. A.11: Zátěžný moment za předpokladu tvrdého pohonu a tuhých těles pro 250 zrpm

A.4 Rozváděcí funkce (virtuální vačka)

Polohu jednotlivých vodičů lze vyjádřit jako součet počáteční polohy a rozváděcí funkce, případně lze zahrnout i rozmazávání krajů

$$z_i = z_{i0} + z + z_{RK} \quad .$$

Základní rozváděcí funkce $z(\varphi)$ se sestává z oblastí s lineárním posuvem a s reverzací v úvratí. Z pohledu modifikovatelnosti je rozváděcí funkce v úvratí nejprve vyjádřena obecnou funkcí $\eta_s(\xi)$, splňující podmínky:

$$\xi \in \langle -0,5; 0,5 \rangle \quad , \quad \eta_s(0) = 0 \quad , \quad \eta_v(-0,5) = -0,5 \quad , \quad \eta_v(0) = 0 \quad , \quad \eta_v(0,5) = 0,5 \quad , \\ \eta_a(-0,5) = 0 \quad , \quad \eta_a(0,5) = 0 \quad ,$$

přičemž z důvodu přehlednosti je použito označení:

$$\eta_v(\xi) = \frac{d\eta_s(\xi)}{d\xi} \quad \text{a} \quad \eta_a(\xi) = \frac{d^2\eta_s(\xi)}{d\xi^2} \quad .$$

Rozváděcí funkci je třeba rozdělit do pěti intervalů. Hraniční body jsou:

$$\varphi = 0 \quad , \quad \varphi = \gamma \quad , \quad \varphi = \pi - \gamma \quad , \quad \varphi = \pi + \gamma \quad , \quad \varphi = 2\pi - \gamma \quad , \quad \varphi = 2\pi \quad ,$$

kde γ je polovina šířky přechodové oblasti.

Rozváděcí funkce pro jednotlivé intervaly je:

$$I: \varphi \in \langle 0; \gamma \rangle$$

$$z_I = 4 \cdot k_p \cdot \gamma \cdot \eta_s\left(\frac{\varphi}{2\gamma}\right) \quad , \quad \frac{dz_I}{d\varphi} = 2 \cdot k_p \cdot \eta_v\left(\frac{\varphi}{2\gamma}\right) \quad , \quad \frac{d^2z_I}{d\varphi^2} = \frac{k_p}{\gamma} \cdot \eta_a\left(\frac{\varphi}{2\gamma}\right) \quad ,$$

$$II: \varphi \in \langle \gamma; \pi - \gamma \rangle$$

$$z_{II} = \frac{h}{2} + k_p \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) \quad , \quad \frac{dz_{II}}{d\varphi} = k_p \quad , \quad \frac{d^2z_{II}}{d\varphi^2} = 0 \quad ,$$

$$III: \varphi \in \langle \pi - \gamma; \pi + \gamma \rangle$$

$$z_{III} = h - 4 \cdot k_p \cdot \gamma \cdot \eta_s\left(\frac{\varphi - \pi}{2\gamma}\right) \quad , \quad \frac{dz_{III}}{d\varphi} = -2 \cdot k_p \cdot \eta_v\left(\frac{\varphi - \pi}{2\gamma}\right) \quad , \quad \frac{d^2z_{III}}{d\varphi^2} = -\frac{k_p}{\gamma} \cdot \eta_a\left(\frac{\varphi - \pi}{2\gamma}\right)$$

$$IV: \varphi \in \langle \pi + \gamma; 2\pi - \gamma \rangle$$

$$z_{IV} = \frac{h}{2} - k_p \cdot \left(\varphi - \frac{3\pi}{2}\right) \quad , \quad \frac{dz_{IV}}{d\varphi} = -k_p \quad , \quad \frac{d^2z_{IV}}{d\varphi^2} = 0 \quad ,$$

$$V: \varphi \in \langle 2\pi - \gamma; 2\pi \rangle$$

$$z_V = 4 \cdot k_p \cdot \gamma \cdot \eta_s\left(\frac{\varphi - 2\pi}{2\gamma}\right) \quad , \quad \frac{dz_V}{d\varphi} = 2 \cdot k_p \cdot \eta_v\left(\frac{\varphi - 2\pi}{2\gamma}\right) \quad , \quad \frac{d^2z_V}{d\varphi^2} = \frac{k_p}{\gamma} \cdot \eta_a\left(\frac{\varphi - 2\pi}{2\gamma}\right) \quad ,$$

kde konstanta k_p určuje směrnici přímkové oblasti:

$$k_p = \frac{h}{\pi + 8 \cdot \gamma \cdot \eta_s(0,5) - 2\gamma} \quad , \quad \gamma = \frac{h - \pi \cdot k_p}{8 \cdot k_p \cdot \eta_s(0,5) - 2 \cdot k_p} \quad .$$

V případě použití přechodu po sinusové křivce na převodu, vychází:

$$\eta_v(\xi) = \frac{1}{2} \cdot \sin(\pi \cdot \xi) \quad , \quad \eta_s(\xi) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \cos(\pi \cdot \xi)) \quad , \quad \eta_a(\xi) = \frac{\pi}{2} \cos(\pi \cdot \xi) \quad ,$$

$$\eta_s(0,5) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \approx 0,1592 \quad .$$

Po dosazení lze rozváděcí funkci na jednotlivých intervalech popsat rovnicemi:

$$I : \varphi \in \langle 0 ; \gamma \rangle$$

$$z_I = A_p \cdot (1 - \cos(B_p \cdot \varphi)) \quad , \quad \frac{dz_I}{d\varphi} = A_p \cdot B_p \cdot \sin(B_p \cdot \varphi) \quad , \quad \frac{d^2 z_I}{d\varphi^2} = A_p \cdot B_p^2 \cdot \cos(B_p \cdot \varphi) \quad ,$$

$$II : \varphi \in \langle \gamma ; \pi - \gamma \rangle$$

$$z_{II} = \frac{h}{2} + k_p \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{2} \right) \quad , \quad \frac{dz_{II}}{d\varphi} = k_p \quad , \quad \frac{d^2 z_{II}}{d\varphi^2} = 0 \quad ,$$

$$III : \varphi \in \langle \pi - \gamma ; \pi + \gamma \rangle$$

$$z_{III} = h - A_p \cdot (1 - \cos(B_p \cdot (\varphi - \pi))) \quad ,$$

$$\frac{dz_{III}}{d\varphi} = -A_p \cdot B_p \cdot \sin(B_p \cdot (\varphi - \pi)) \quad , \quad \frac{d^2 z_{III}}{d\varphi^2} = -A_p \cdot B_p^2 \cdot \cos(B_p \cdot (\varphi - \pi)) \quad ,$$

$$IV : \varphi \in \langle \pi + \gamma ; 2 \cdot \pi - \gamma \rangle$$

$$z_{IV} = \frac{h}{2} - k_p \cdot \left(\varphi - \frac{3 \cdot \pi}{2} \right) \quad , \quad \frac{dz_{IV}}{d\varphi} = -k_p \quad , \quad \frac{d^2 z_{IV}}{d\varphi^2} = 0 \quad ,$$

$$V : \varphi \in \langle 2 \cdot \pi - \gamma ; 2 \cdot \pi \rangle$$

$$z_V = A_p \cdot (1 - \cos(B_p \cdot (\varphi - 2 \cdot \pi))) \quad ,$$

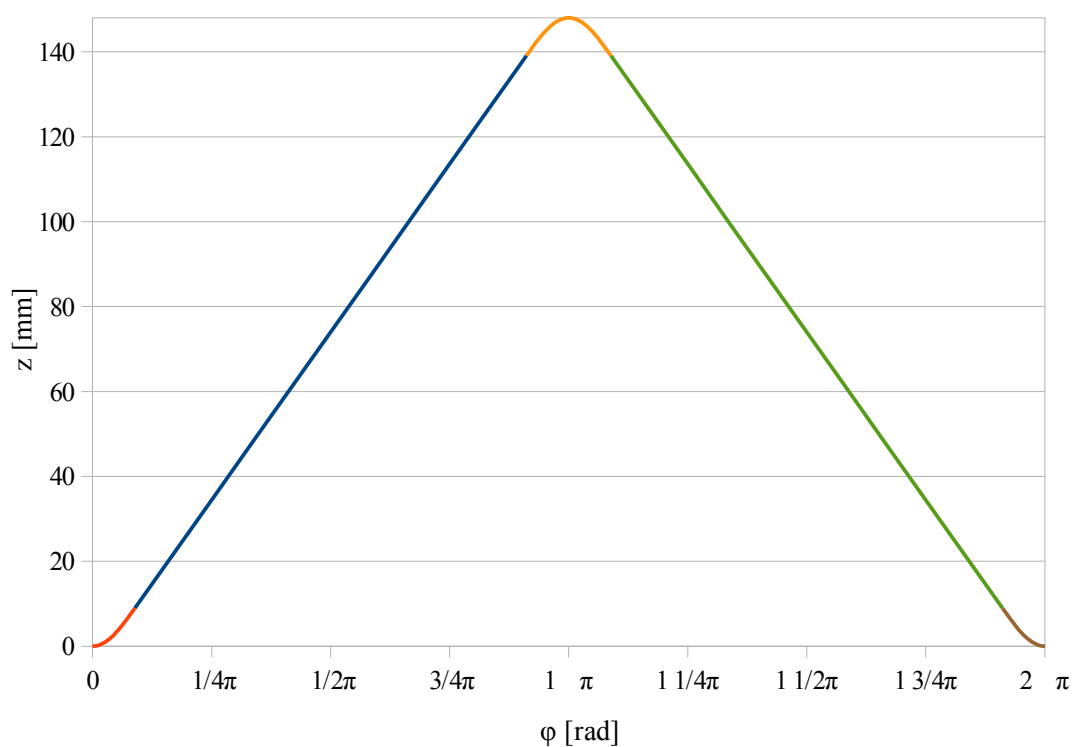
$$\frac{dz_V}{d\varphi} = A_p \cdot B_p \cdot \sin(B_p \cdot (\varphi - 2 \cdot \pi)) \quad , \quad \frac{d^2 z_V}{d\varphi^2} = A_p \cdot B_p^2 \cdot \cos(B_p \cdot (\varphi - 2 \cdot \pi)) \quad ,$$

kde jednotlivé konstanty jsou:

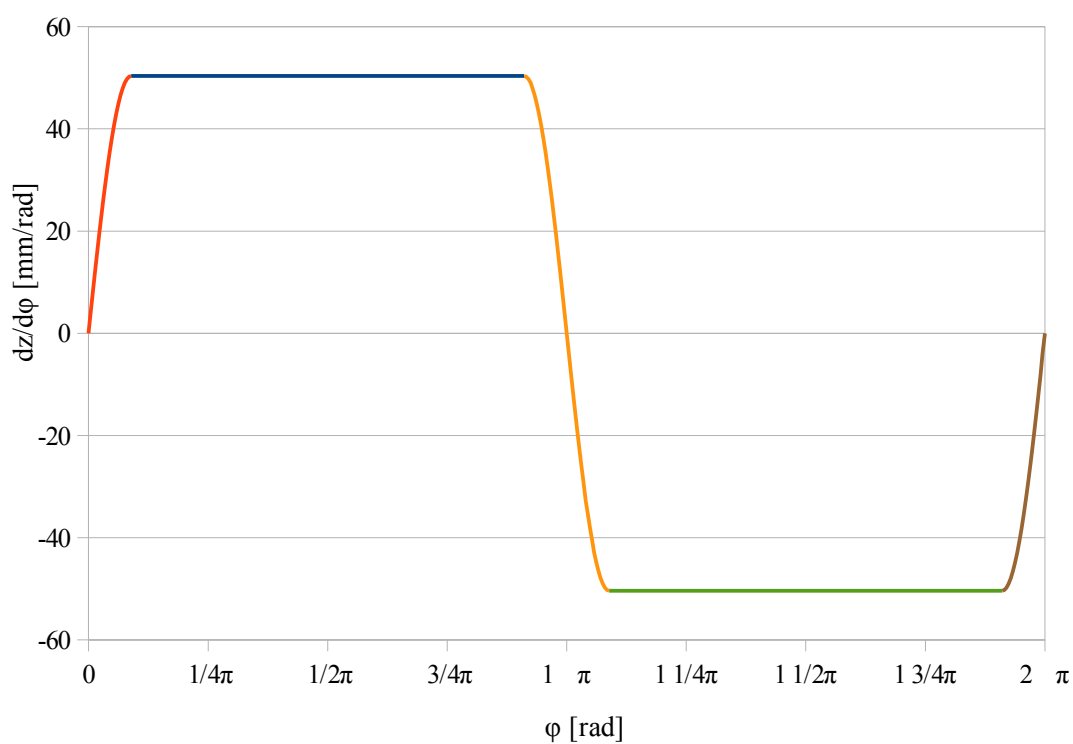
$$B_p = \frac{\pi}{2 \cdot \gamma} \quad ,$$

$$A_p = \frac{h}{\pi \cdot (B_p - 1) + 2} \quad ,$$

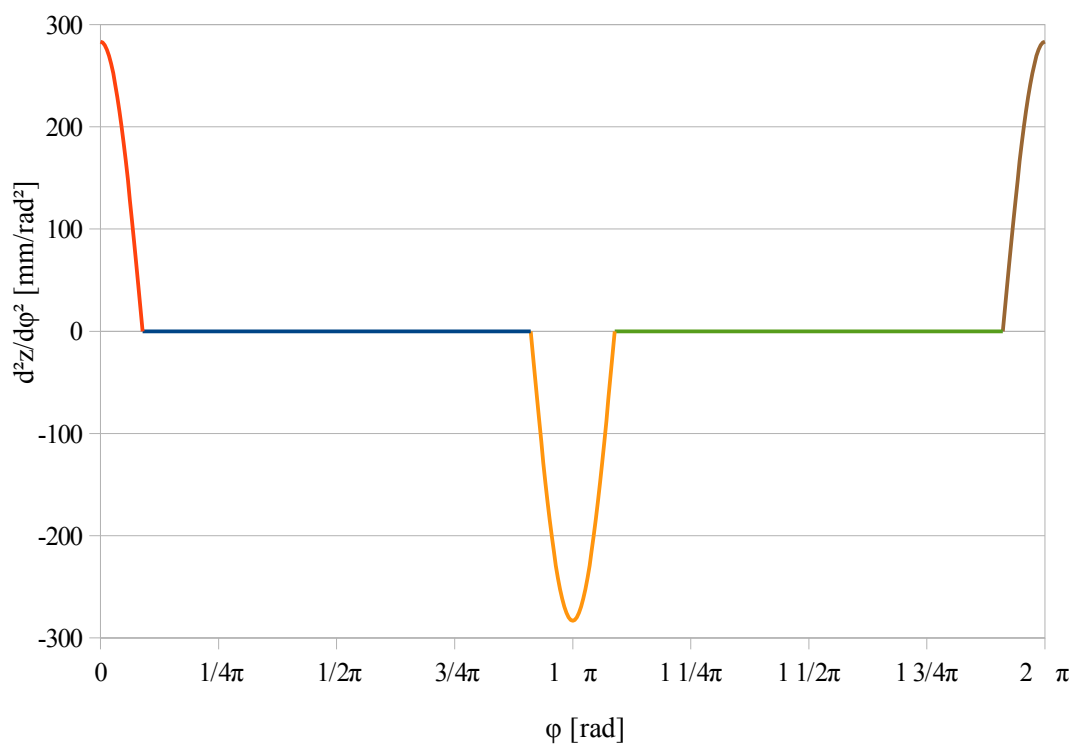
$$k_p = \frac{h - 2 \cdot A_p}{\pi - 2 \cdot \gamma} \quad .$$



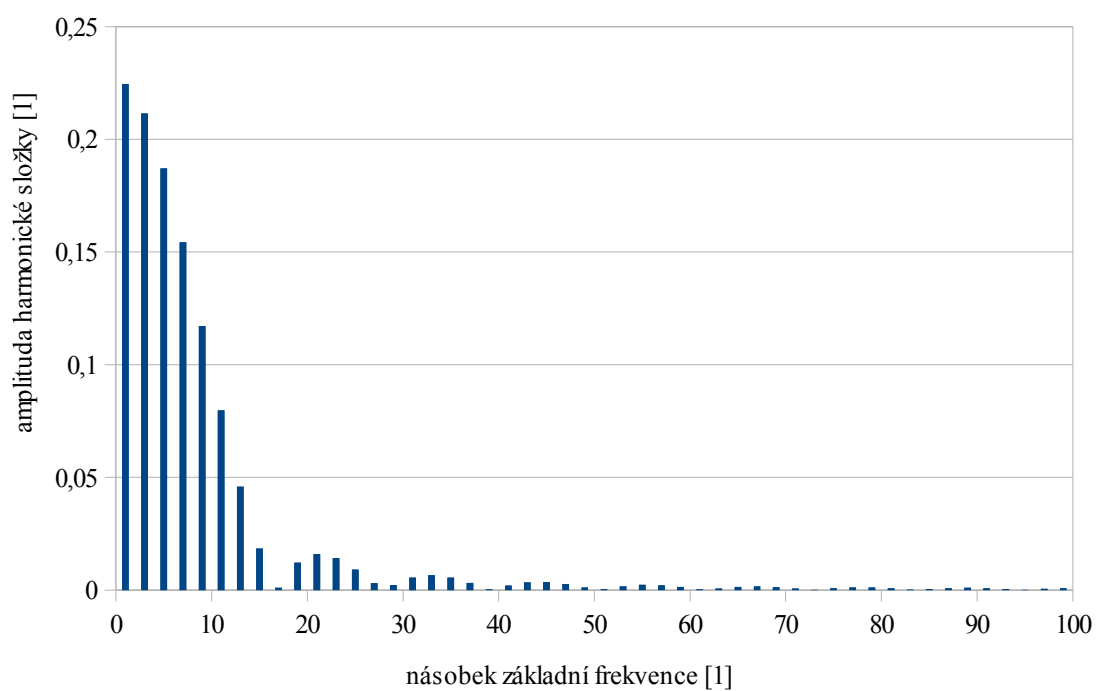
Obr. A.12: Požadovaný průběh rozváděcí funkce



Obr. A.13: Převod rozváděcí funkce



Obr. A.14: Derivace převodu rozváděcí funkce



Obr. A.15: Spektrum amplitud zrychlení rozváděcí funkce

A.4.1 Syntéza hnacího pohybu

Předmětem syntézy je určit průběh $\psi(\varphi)$ potřebný pro řízení servopohonu. Ten je možné získat složením dříve odvozených funkcí:

$$\psi(\varphi) = \psi(z(\varphi))$$

Převod mezi natočením virtuální vačky a kliky je:

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{d\psi}{dz} \cdot \frac{dz}{d\varphi}$$

a derivace převodu je:

$$\frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = \frac{d^2\psi}{dz^2} \cdot \left(\frac{dz}{d\varphi}\right)^2 + \frac{d\psi}{dz} \cdot \frac{d^2z}{d\varphi^2}.$$

Přesto, že se hodnota převodu klikového mechanismu v místech úvratě blíží k nekonečnu, lze za předpokladu odpovídajícího tvaru rozváděcí funkce určit převod natočení virtuální vačky na natočení kliky z rovnice:

$$\psi'_{\varphi} = \psi'_s \cdot s'_{\varphi} = \frac{\pm s'_{\varphi} \cdot (r^2 - l^2 - s^2)}{s \cdot \sqrt{(2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - s^2)^2}}.$$

Úhel natočení virtuální vačky, při kterém se mechanismus nachází v první resp. druhé úvratí je označen φ_1 resp. φ_2 . V úvratích platí:

$$s(\varphi_1) = l + r, \quad s'_{\varphi}(\varphi_1) = 0, \quad s''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) < 0,$$

$$s(\varphi_2) = l - r, \quad s'_{\varphi}(\varphi_2) = 0, \quad s''_{\varphi\varphi}(\varphi_2) > 0, \text{ takže}$$

$$\begin{aligned} \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} \psi'_{\varphi}(\varphi) &= \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} \frac{s'_{\varphi}(\varphi) \cdot (r^2 - l^2 - s^2(\varphi))}{s(\varphi) \cdot \sqrt{(2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - s^2(\varphi))^2}} = \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} \frac{0}{0} = \\ &= \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} \frac{s''_{\varphi\varphi}(\varphi) \cdot (r^2 - l^2 - s^2(\varphi)) - 2 \cdot s'_{\varphi}(\varphi) \cdot s(\varphi)}{s'_{\varphi}(\varphi) \cdot \sqrt{(2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - s^2(\varphi))^2} + s(\varphi) \cdot \frac{2 \cdot s(\varphi) \cdot s'_{\varphi}(\varphi) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi))}{\sqrt{(2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - s^2(\varphi))^2}}} = \\ &= \frac{s''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) \cdot (r^2 - l^2 - s^2(\varphi_1))}{s(\varphi_1) \cdot \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} \frac{2 \cdot s(\varphi) \cdot s'_{\varphi}(\varphi) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi))}{\sqrt{(2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - s^2(\varphi))^2}}} = \frac{s''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) \cdot (r^2 - l^2 - s^2(\varphi_1))}{s(\varphi_1) \cdot \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} L(\varphi)}, \end{aligned}$$

kde

$$\begin{aligned} \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} L(\varphi) &= \frac{2 \cdot s(\varphi) \cdot s'_{\varphi}(\varphi) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi))}{\sqrt{(2 \cdot r \cdot l)^2 - (r^2 + l^2 - s^2(\varphi))^2}} = \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} \frac{0}{0} = \\ &= \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} \frac{2 \cdot s'_{\varphi}(\varphi) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi)) + 2 \cdot s(\varphi) \cdot s''_{\varphi\varphi}(\varphi) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi)) - 2 \cdot s^2(\varphi) \cdot s'_{\varphi}(\varphi)}{2 \cdot s(\varphi) \cdot s'_{\varphi}(\varphi) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi))} = \\ &= \frac{2 \cdot s'_{\varphi}(\varphi_1) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi_1)) + 2 \cdot s(\varphi_1) \cdot s''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi_1)) - 2 \cdot s^2(\varphi_1) \cdot s'_{\varphi}(\varphi_1)}{2 \cdot s(\varphi_1) \cdot s'_{\varphi}(\varphi_1) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi_1))} \end{aligned}$$

$$= \frac{2 \cdot s(\varphi_1) \cdot s''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi_1))}{\lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} L(\varphi)} = \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} L(\varphi) ,$$

takže platí

$$\lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} L(\varphi) = \sqrt{2 \cdot s(\varphi_1) \cdot s''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi_1))} ,$$

$$\lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} \psi'_{\varphi}(\varphi) = \frac{s''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) \cdot (r^2 - l^2 - s^2(\varphi_1))}{s(\varphi_1) \cdot \sqrt{2 \cdot s(\varphi_1) \cdot s''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi_1))}} .$$

Po dosazení $s(\varphi_1) = l + r$:

$$\lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} \psi'_{\varphi}(\varphi) = \frac{-s''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) \cdot l}{\sqrt{-s''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) \cdot r \cdot l \cdot (l + r)}} .$$

Analogicky lze získat limitu pro druhou úvrat':

$$\lim_{\varphi \rightarrow \varphi_2} \psi'_{\varphi}(\varphi) = \frac{s''_{\varphi\varphi}(\varphi_2) \cdot (r^2 - l^2 - s^2(\varphi_2))}{s(\varphi_2) \cdot \sqrt{2 \cdot s(\varphi_2) \cdot s''_{\varphi\varphi}(\varphi_2) \cdot (r^2 + l^2 - s^2(\varphi_2))}}$$

po dosazení $s(\varphi_2) = l - r$ a s přihlédnutím ke smyslu otáčení:

$$\lim_{\varphi \rightarrow \varphi_2} \psi'_{\varphi}(\varphi) = \frac{s''_{\varphi\varphi}(\varphi_2) \cdot l}{\sqrt{s''_{\varphi\varphi}(\varphi_2) \cdot r \cdot l \cdot (l - r)}} .$$

Po převedení do souřadnic rozváděcí funkce:

$$z(\varphi_1) = 0 , \quad z'_{\varphi}(\varphi_1) = 0 , \quad z''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) > 0 ,$$

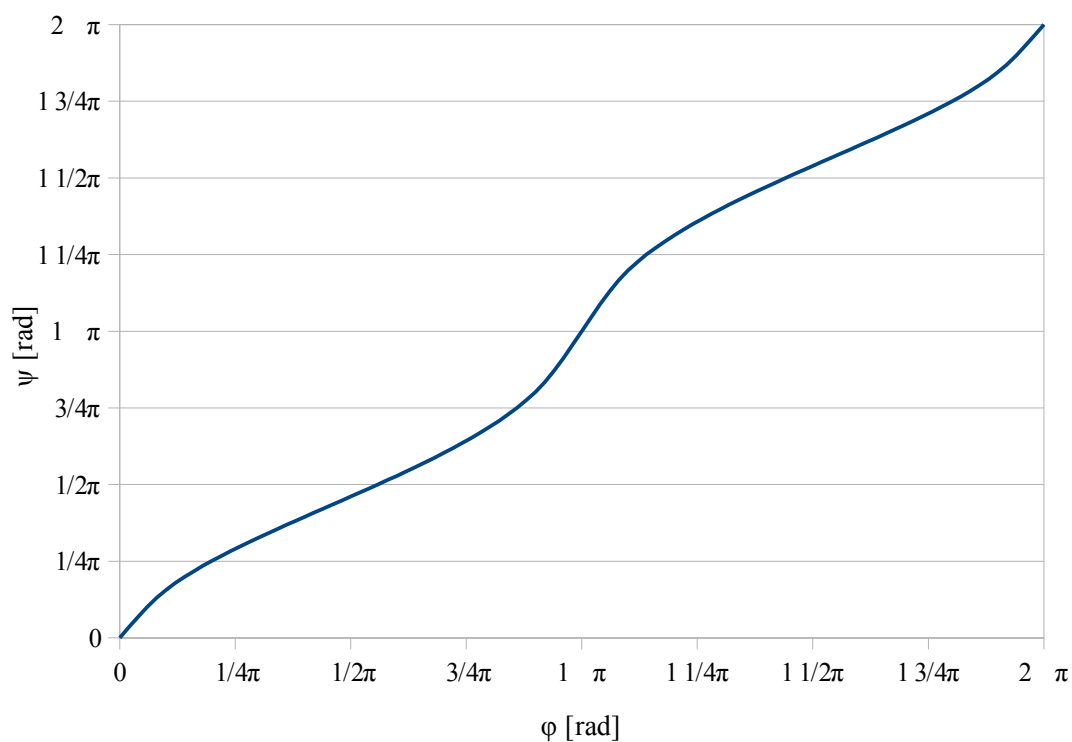
$$z(\varphi_2) = 2 \cdot r , \quad z'_{\varphi}(\varphi_2) = 0 , \quad z''_{\varphi\varphi}(\varphi_2) < 0 ,$$

$$\lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} \psi'_{\varphi}(\varphi) = \frac{z''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) \cdot l}{\sqrt{z''_{\varphi\varphi}(\varphi_1) \cdot r \cdot l \cdot (l + r)}} ,$$

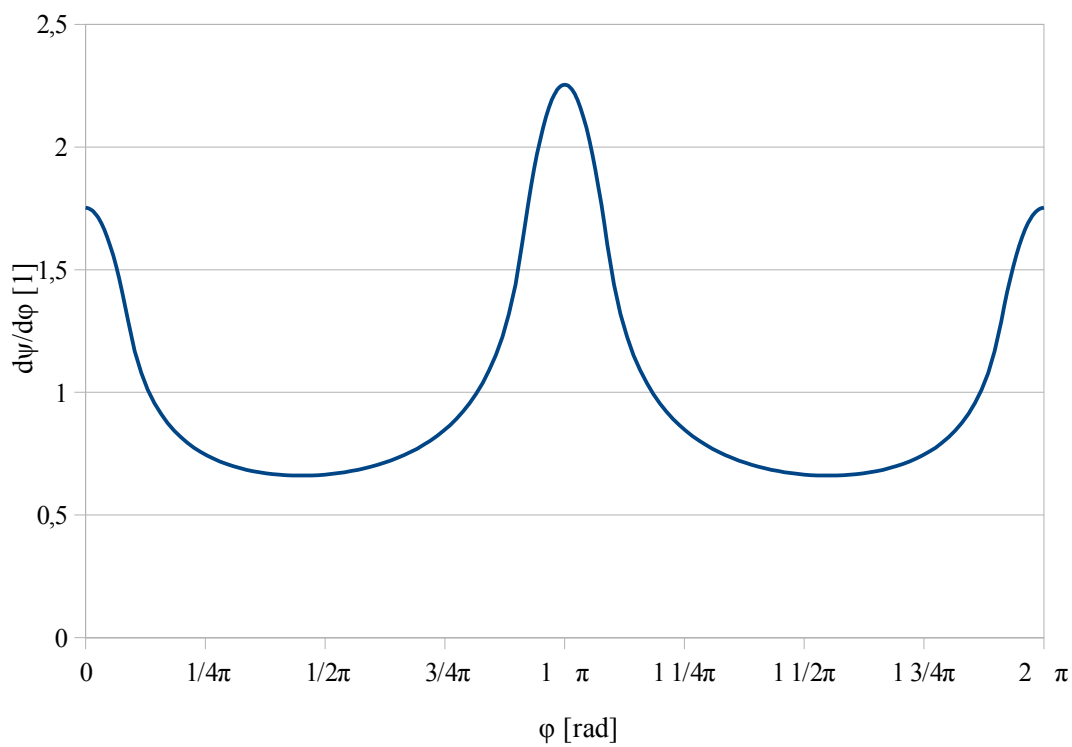
$$\lim_{\varphi \rightarrow \varphi_2} \psi'_{\varphi}(\varphi) = \frac{-z''_{\varphi\varphi}(\varphi_2) \cdot l}{\sqrt{-z''_{\varphi\varphi}(\varphi_2) \cdot r \cdot l \cdot (l - r)}} .$$

Za předpokladu, že je rozváděcí funkce spojitá a v úvratí symetrická, musí v převodu mezi virtuální vačkou a klikou nastat lokální maximum nebo minimum. V takovém případě je derivace převodu v daném bodě rovna nule

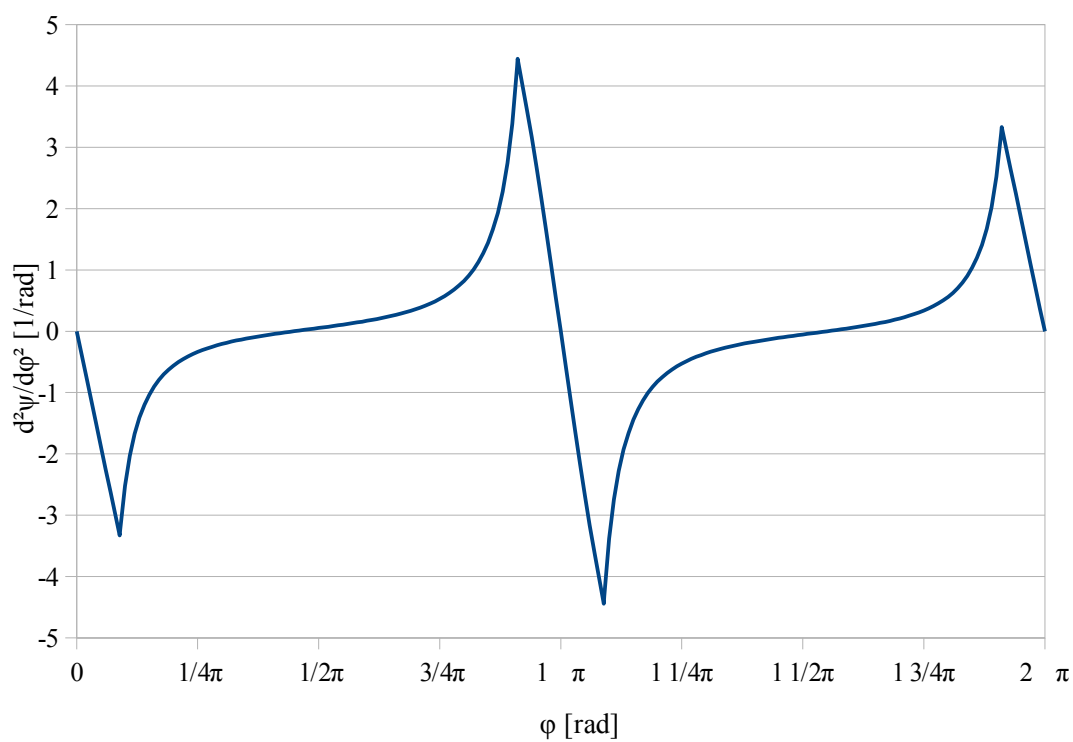
$$\lim_{\varphi \rightarrow \varphi_1} \psi''_{\varphi\varphi}(\varphi) = 0 \quad \text{a} \quad \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_2} \psi''_{\varphi\varphi}(\varphi) = 0 .$$



Obr. A.16: Průběh natočení kliky v závislosti na natočení virtuální vačky



Obr. A.17: Převod mezi natočením virtuální vačky a natočením kliky



Obr. A.18: Derivace převodu mezi natočením virtuální vačky a natočením kliky

A.5 Rozváděcí tyč

A.5.1 Materiálové vlastnosti

Rozváděcí tyč se skládá ze sekcí:

d - Slitina hliníku: Al Mg Si 05 povrch impregnován Teflonem;

k - Kompozit: uhlíková vlákna Zoltek p x 33 TW - 048 x 11 podélně orientované
matrice - polyester.

Vlastnosti jednotlivých sekcí jsou:

parametr	jednotka	slitina hliníku	uhlíkový kompozit
l	mm	2350	2350
S	mm ²	46,07	62,42
m	g	310	224
ρ	kg/m ³	2870	1530
k	N/mm	1520	3720
E	GPa	78	140
b	N·s/m	5,96	6,86
c_0	m/s	5200	9570
f_n	Hz	1107	2035

kde c_0 je fázová rychlost podélného vlnění

a f_n je teoretická první vlastní frekvence v podélném směru u sekce s volnými konci.

Pro vzájemný přepočet lze použít vztahy:

$$E = \frac{k \cdot l}{S}, \quad \varrho = \frac{m}{l \cdot S}, \quad c_0 = \sqrt{\frac{E}{\varrho}}, \quad f_n = \frac{c_0}{2 \cdot l}.$$

Složení tyče z 20 sekcí je:

k - k - d - k - d - k - d - k - d - k - d - k - d - k - d - d - d - d

a složení tyče z 10 sekcí je:

k - k - d - k - d - k - d - k - d - k.

Dále jsou tyče opatřeny přídatnými hmotami v podobě vodičů a spojek, přičemž

každá sekce obsahuje 10 vodičů o hmotnosti 6,75 g/ks

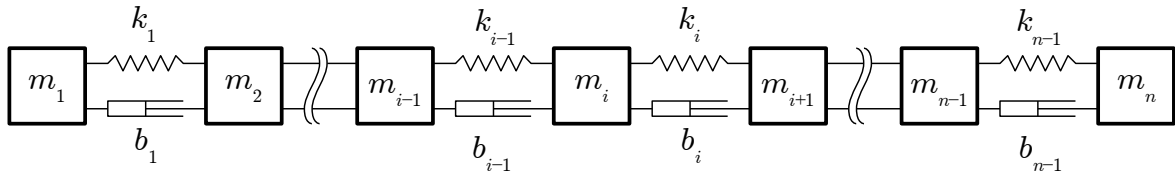
a mezi sekcemi jsou ocelové spojky o hmotnosti 37,8 g/ks.

Měřením byla zjištěna první vlastní frekvence tyče o 20 sekcích ($54,5 \pm 0,6$) Hz

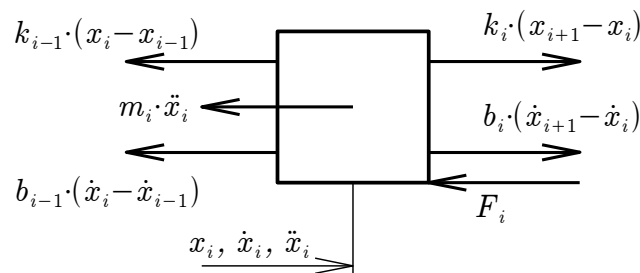
a doba přenosu podélného vlnění z jednoho konce tyče na druhý 9,17 ms.

A.5.2 Diskrétní řešení

K matematickému popisu je použit model s paralelní viskozitou (Voigt-Kelvin).



Obr. A.19: Diskretizace tyče na soustavu hmotných bodů



Obr. A.20: Rozklad sil působících na i-tý bod

Pohybová rovnice pro i-tý uzel je:

$$m_i \cdot \ddot{x}_i + (-b_{i-1} \cdot \dot{x}_{i-1} + (b_{i-1} + b_i) \cdot \dot{x}_i - b_i \cdot \dot{x}_{i+1}) + (-k_{i-1} \cdot x_{i-1} + (k_{i-1} + k_i) \cdot x_i - k_i \cdot x_{i+1}) + F_i = 0$$

Soustavu rovnic lze s výhodou zapsat v maticovém tvaru:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{f} = \mathbf{0} \quad ,$$

z níž lze po úpravě získat zrychlení jednotlivých bodů

$$\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{M}^{-1} \cdot (-\mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{x}} - \mathbf{K} \cdot \mathbf{x} - \mathbf{f}) \quad .$$

Vektory \mathbf{x} , \mathbf{f} a $\mathbf{0}$ mají rozměr $n \times 1$ a

matice \mathbf{M} , \mathbf{B} a \mathbf{K} mají rozměr $n \times n$,

kde n je počet hmotných bodů. Ten je vhodné volit s ohledem na vodiče a spojky:

$$n = (n_T \cdot (n_V + 1) \cdot n_P) + 1$$

kde n_T je počet jednotlivých tyčí, n_V je počet vodičů na jedné tyči a n_P je počet prvků mezi dvěma vodiči.

Matice hmotnosti má pouze diagonální prvky a matice tuhosti a tlumení lze sestavit z matic pro jednotlivé vazby:

$$\mathbf{k}_i = k_i \cdot \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad \text{a} \quad \mathbf{b}_i = b_i \cdot \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad .$$

Výsledné matice mají tvar:

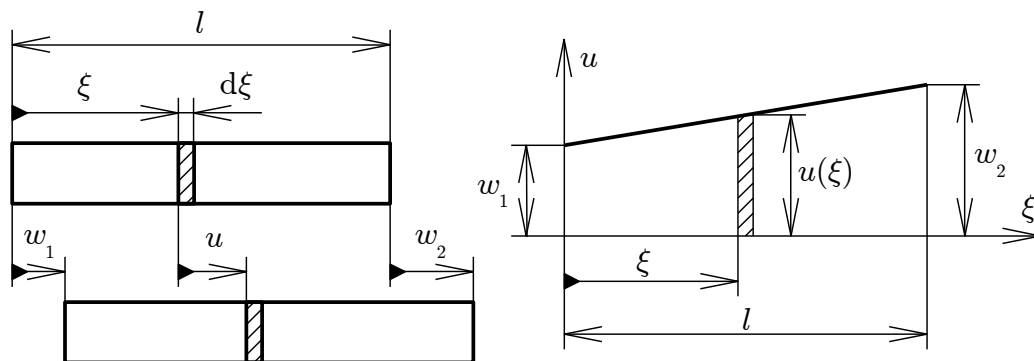
$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & \cdots & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & m_{i-1} & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & m_i & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & 0 & m_{i+1} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & \cdots & m_n \end{bmatrix}, \quad \mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_{i-1} \\ x_i \\ x_{i+1} \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}, \quad \mathbf{f} = \begin{bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_{i-1} \\ F_i \\ F_{i+1} \\ \vdots \\ F_n \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_1 & \cdots & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & b_{i-2} + b_{i-1} & -b_{i-1} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & -b_{i-1} & b_{i-1} + b_i & -b_i & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & -b_i & b_i + b_{i+1} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & \cdots & b_{n-1} \end{bmatrix} \quad \mathbf{a}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 & \cdots & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & k_{i-2} + k_{i-1} & -k_{i-1} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & -k_{i-1} & k_{i-1} + k_i & -k_i & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & -k_i & k_i + k_{i+1} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & \cdots & k_{n-1} \end{bmatrix}.$$

A.5.3 Řešení metodou konečných prvků

K popisu tyče metodou konečných prvků je použit 1D prvek, přičemž posunutí v rámci jednoho prvku je uvažováno lineární, viz obrázek A.21.



Obr. A.21: Průběh posunutí na prvku

Posunutí podél prvku je dáno vztahem

$$u(\xi, t) = w_1 + \frac{1}{l} \cdot (w_2 - w_1) \cdot \xi, \text{ kde } w_1 = w_1(t), \quad w_2 = w_2(t), \quad 0 \leq \xi \leq l.$$

Kinetická energie prvku je:

$$\begin{aligned} E_{Ki} &= \frac{1}{2} \cdot \int_0^{l_i} \rho_i \cdot S_i \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 d\xi = \frac{1}{2} \cdot \int_0^{l_i} \rho_i \cdot S_i \cdot \left(\frac{1}{l_i} \cdot (\dot{w}_{2i} - \dot{w}_{1i}) \cdot \xi + \dot{w}_{1i} \right)^2 d\xi = \\ &= \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho_i \cdot S_i \cdot l_i}{3} \cdot (\dot{w}_{1i}^2 + \dot{w}_{1i} \cdot \dot{w}_{2i} + \dot{w}_{2i}^2) = \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho_i \cdot S_i \cdot l_i}{6} \cdot [\dot{w}_{1i} \quad \dot{w}_{2i}] \cdot \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{w}_{1i} \\ \dot{w}_{2i} \end{bmatrix}, \end{aligned}$$

odkud vyplývá, že matice hmotnosti prvku je

$$\mathbf{m}_i = \frac{\rho_i \cdot S_i \cdot l_i}{6} \cdot \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} = \frac{m_i}{6} \cdot \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}, \quad E_{Ki} = \frac{1}{2} \cdot \dot{\mathbf{w}}_i^T \cdot \mathbf{m}_i \cdot \dot{\mathbf{w}}_i.$$

Potenciální energie prvku je:

$$\begin{aligned} E_{Pi} &= \frac{1}{2} \cdot \int_0^{l_i} E_i \cdot S_i \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial \xi} \right)^2 d\xi = \frac{1}{2} \cdot \int_0^{l_i} E_i \cdot S_i \cdot \left(\frac{1}{l_i} \cdot (w_{2i} - w_{1i}) \right)^2 d\xi = \\ &= \frac{1}{2} \cdot \frac{E_i \cdot S_i}{l_i} \cdot (w_{2i}^2 - 2 \cdot w_{1i} \cdot w_{2i} + w_{1i}^2) = \frac{1}{2} \cdot \frac{E_i \cdot S_i}{l_i} \cdot [w_{1i} \quad w_{2i}] \cdot \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w_{1i} \\ w_{2i} \end{bmatrix}, \end{aligned}$$

takže matice tuhosti prvku je

$$\mathbf{k}_i = \frac{E_i \cdot S_i}{l_i} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = k_i \cdot \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}, \quad E_{Pi} = \frac{1}{2} \cdot \mathbf{w}_i^T \cdot \mathbf{k}_i \cdot \mathbf{w}_i.$$

U matice tlumení, jíž je doporučeno volit ve tvaru $\mathbf{b} = \alpha_1 \cdot \mathbf{m} + \alpha_2 \cdot \mathbf{k}$, byly koeficienty zvoleny tak, aby odpovídaly Voigt-Kelvinovu modelu:

$$\mathbf{b}_i = b_i \cdot \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}.$$

Dílčí matice prvků jsou podle indexů uzlů složeny do celkových matic tak, že výslednou rovnici MKP lze zapsat ve tvaru.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{u} + \mathbf{f} = \mathbf{0} \quad ,$$

po úpravě

$$\ddot{\mathbf{u}} = -\mathbf{M}^{-1} \cdot (\mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{u} + \mathbf{f}) \quad .$$

Pro určení vlastních frekvencí tyče je provedena modální analýza, při které je zanedbán vliv tlumení. Soustava pohybových rovnic je tedy ve tvaru

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{u} = \mathbf{0} \quad .$$

Za předpokladu řešení ve tvaru

$$\mathbf{u} = \mathbf{v} \cdot \sin(\Omega t + \varphi) \quad , \text{ tak\textbf{že} } \quad \ddot{\mathbf{u}} = -\Omega^2 \cdot \mathbf{v} \cdot \sin(\Omega t + \varphi) \quad ,$$

je úloha převedena na hledání vlastních čísel a vlastních vektorů rovnice

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{v} = \Omega^2 \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{v} \quad ,$$

po úpravě

$$(\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K}) \cdot \mathbf{v} = \Omega^2 \cdot \mathbf{v} \quad .$$

A.6 Matematický model synchronního motoru

Při matematickém popisu synchronního motoru se vychází z dq modelu [24 str. 108]. Napětíové rovnice v komplexním tvaru v souřadnicích statoru jsou:

$$\bar{U}_1^S = R_1 \cdot \bar{I}_1^S + \frac{d\bar{\Psi}_1^S}{dt} ,$$

kde

$$\bar{\Psi}_1^S = \bar{\Phi}_B \cdot e^{j\cdot\psi} + \bar{\Phi}_{10} = \bar{\Phi}_B \cdot e^{j\cdot\psi} + L_1 \cdot \bar{I}_1^S \quad \text{a} \quad L_1 = L_{1\sigma} + L_H ,$$

takže po dosazení

$$\bar{U}_1^S = R_1 \cdot \bar{I}_1^S + \frac{d}{dt} (\bar{\Phi}_B \cdot e^{j\cdot\psi}) + L_1 \cdot \frac{d\bar{I}_1^S}{dt} = R_1 \cdot \bar{I}_1^S + L_1 \cdot \frac{d\bar{I}_1^S}{dt} + \bar{U}_i^S .$$

Transformace do souřadnic rotoru je provedena pomocí vztahu

$$\bar{I}_1^R = \bar{I}_1^S \cdot e^{-j\cdot\psi} ,$$

čímž vzniknou napětíové rovnice ve tvaru

$$R_1 \cdot \bar{I}_1^R \cdot e^{j\cdot\psi} + \frac{d}{dt} (\bar{\Psi}_B \cdot e^{j\cdot\psi}) + L_1 \cdot \frac{d}{dt} (\bar{I}_1^R \cdot e^{j\cdot\psi}) = \bar{U}_1^R \cdot e^{j\cdot\psi} ,$$

$$R_1 \cdot \bar{I}_1^R + j \cdot \omega_E \cdot L_1 \cdot \bar{I}_1^R + L_1 \cdot \frac{d\bar{I}_1^R}{dt} + \bar{U}_i^R = \bar{U}_1^R ,$$

kde

$$\bar{U}_i^R = \frac{d\bar{\Phi}_B}{dt} = j \cdot \omega_E \cdot \bar{\Phi}_B$$

je fiktivní napětí statoru indukované magnetickým tokem rotoru.

Získané napětíové rovnice lze zapsat ve složkovém tvaru

$$U_d = R_1 \cdot I_d + L_d \cdot \frac{dI_d}{dt} - \omega_E \cdot \Psi_q ,$$

$$U_q = R_1 \cdot I_q + L_q \cdot \frac{dI_q}{dt} + \omega_E \cdot \Psi_d ,$$

kde

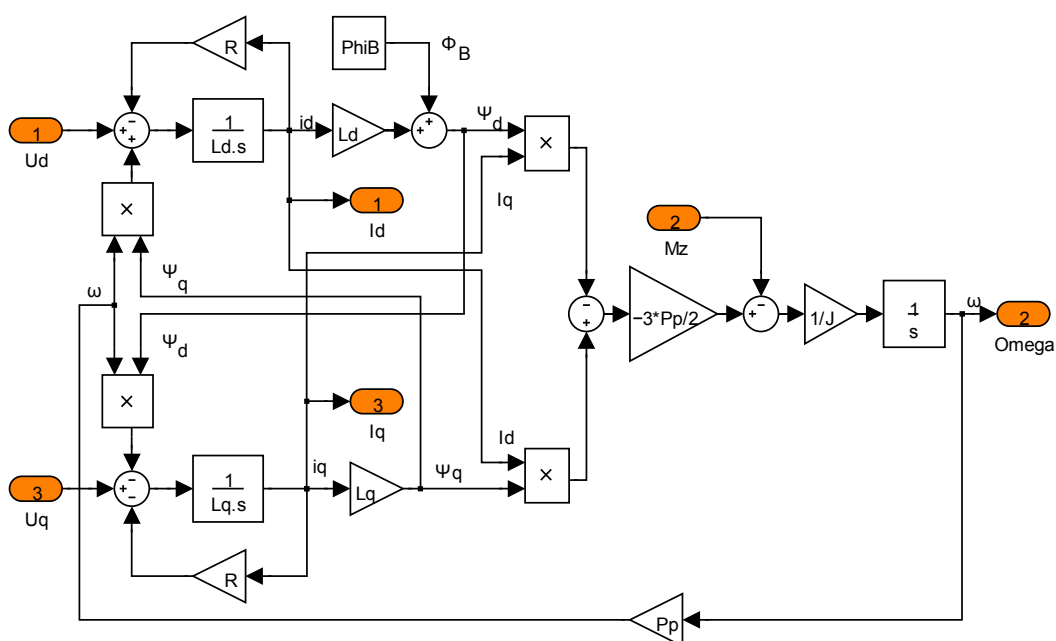
$$\Psi_d = L_d \cdot I_d + \bar{\Phi}_B \quad \text{a} \quad \Psi_q = L_q \cdot I_q .$$

Moment motoru je

$$M = \frac{3}{2} \cdot p_p \cdot \Im (\bar{\Psi}_1^* \times \bar{I}_1) ,$$

$$M = -\frac{3}{2} \cdot p_p \cdot (\Psi_q \cdot I_d - \Psi_d \cdot I_q) .$$

Na základě těchto rovnic lze v Simulinku sestavit model jehož schéma je uvedeno na obrázku A.22.



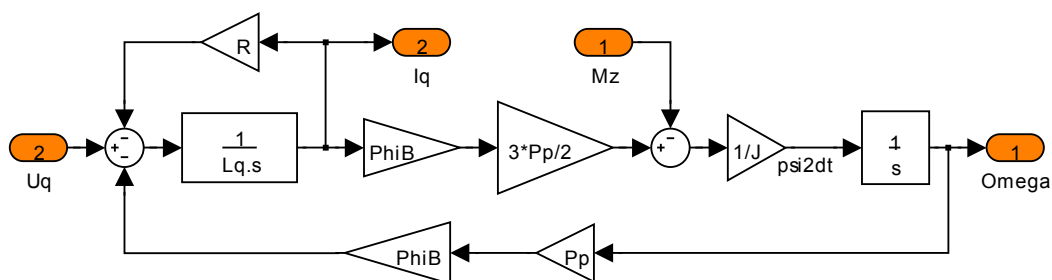
Obr. A.22: dq model synchronního motoru

Jelikož proudový regulátor zajišťuje $I_d=0$ lze rovnice výrazně zjednodušit:

$$U_q = R_1 \cdot I_q + L_q \cdot \frac{dI_q}{dt} + \omega_E \cdot \Phi_B \quad ,$$

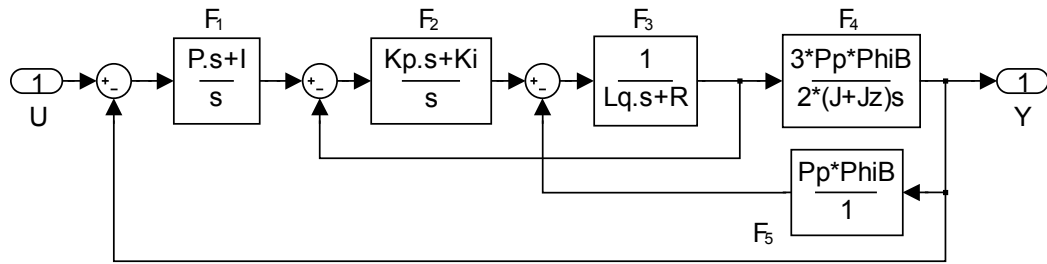
$$M = \frac{3}{2} \cdot p_p \cdot \Phi_B \cdot I_q \quad .$$

Upravené schéma v Simulinku je na obrázku A.23.



Obr. A.23: Schéma lineárního modelu motoru

Při identifikaci byl k motoru připojen setrvačnick a k regulaci byly použity pouze proudový a rychlostní regulátor bez polohové regulace. Pokud se tyto prvky připojí ke schématu motoru, vznikne schéma, které je zobrazeno na obrázku A.24.



Obr. A.24: Celkový přenos soustavy při identifikaci

Jednotlivé bloky jsou:

$$F_1 = \frac{P \cdot s + I}{s} ,$$

$$F_2 = \frac{K_P \cdot s + K_I}{s} ,$$

$$F_3 = \frac{1}{R_s + L_q \cdot s} ,$$

$$F_4 = \frac{3 \cdot p_p \cdot \Phi_B}{2 \cdot (J + J_z) \cdot s} ,$$

$$F_5 = p_p \cdot \Phi_B .$$

Celkový přenos je

$$F(s) = \frac{F_1 \cdot F_2 \cdot F_3 \cdot F_4}{F_1 \cdot F_2 \cdot F_3 \cdot F_4 + F_2 \cdot F_3 + F_3 \cdot F_4 \cdot F_5 + 1} .$$

Po dosazení lze přenos upravit do tvaru:

$$F(s) = \frac{b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s + b_0}{a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0} ,$$

kde jednotlivé koeficienty jsou:

$$a_4 = \frac{2 \cdot (J + J_z) \cdot L_q}{3 \cdot p_p \cdot \Phi_B \cdot I \cdot K_I} ,$$

$$a_3 = \frac{2 \cdot (J + J_z) \cdot (R + K_P)}{3 \cdot p_p \cdot \Phi_B \cdot I \cdot K_I} ,$$

$$a_2 = \frac{3 \cdot p_p \cdot \Phi_B \cdot P \cdot K_P + 2 \cdot K_I \cdot (J + J_z) + 3 \cdot p_p^2 \cdot \Phi_B^2}{3 \cdot p_p \cdot \Phi_B \cdot I \cdot K_I} ,$$

$$a_1 = \frac{P \cdot K_I + I \cdot K_P}{I \cdot K_I} ,$$

$$a_0 = 1 ,$$

$$b_2 = \frac{P \cdot K_P}{I \cdot K_I} ,$$

$$b_1 = \frac{P \cdot K_I + I \cdot K_P}{I \cdot K_I} ,$$

$$b_0 = 1 .$$

Parametry servopohonu při měření dynamických veličin byly:

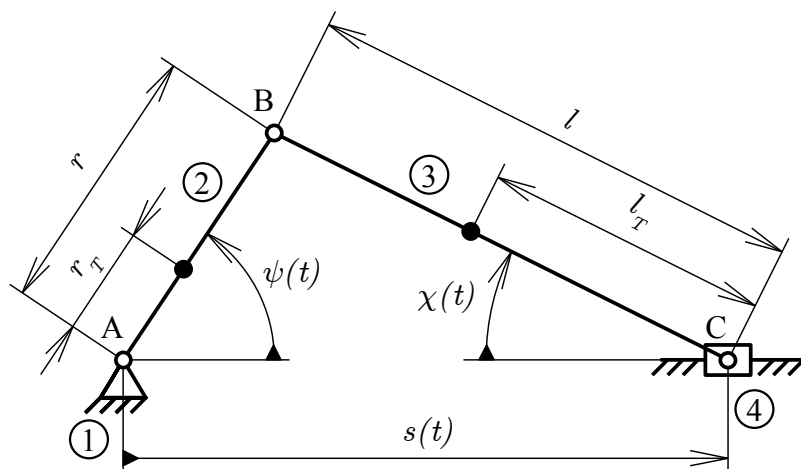
parametr	hodnota	jednotka	stručný popis
R	6,84	Ω	odpor vinutí statoru
L_q	0,159	H	indukčnost vinutí statoru v podélné ose
p_p	3		počet pólových párů
J	1,4E-3	kg·m ²	moment setrvačnosti rotoru
k_m	6,45	N·m/A	momentová konstanta motoru
k_e	400	V/krpm	elektrická konstanta motoru
t_d	623	μ s	dopravní zpoždění zpětné vazby
G	16000		zisk polohového regulátoru
P	0,075		proporcionální zisk otáčkového regulátoru
I	0,2		integrační zisk otáčkového regulátoru
K_p	900		proporcionální zisk proudového regulátoru
K_i	10000		integrační zisk proudového regulátoru

Při identifikaci se setrvačníky bylo použito nastavení:

parametr	hodnota	jednotka	stručný popis
G	0		zisk polohového regulátoru
P	0,07		proporcionální zisk otáčkového regulátoru
I	0,5		integrační zisk otáčkového regulátoru
K_p	1246		proporcionální zisk proudového regulátoru
K_i	3430		integrační zisk proudového regulátoru

A.7 Návrh setrvačníku

Pro návrh velikosti setrvačníku je proveden výpočet zátěže redukované na osu motoru.



Obr. A.25: Schéma klikového mechanismu s rozměry

Redukce je provedena vzhledem k ose kliky. Jelikož se nejedná o systém s konstantním převodem, je redukováný moment setrvačnosti závislý na natočení kliky

$$I_R = I_R(\psi)$$

a pohybová rovnice obsahuje člen změny momentu setrvačnosti zátěže

$$M_Z = I_R \cdot \ddot{\psi} + \frac{1}{2} \cdot \frac{d I_R}{d \psi} \cdot \dot{\psi}^2$$

Hmotnost ojnice je rozdělena na dva hmotné body (m_{3B} a m_{3C}) umístěné v osách ojnicích ok

$$m_{3B} = \frac{I_{3C}}{l^2}, \quad m_{3C} = m_3 - m_{3B}$$

Redukovaný moment setrvačnosti je

$$I_R = I_{2A} + m_{3B} \cdot r^2 + (m_{RT} + m_4 + m_{3C}) \cdot s_{\psi}'^2$$

a jeho derivace je

$$\frac{d I_R}{d \psi} = (m_{RT} + m_4 + m_{3C}) \cdot 2 \cdot s_{\psi}' \cdot s_{\psi\psi}'$$

kde

$$\frac{d s}{d \psi} = -r \cdot \sin(\psi) - \frac{r^2 \cdot \sin(\psi) \cdot \cos(\psi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\psi)}}$$

a

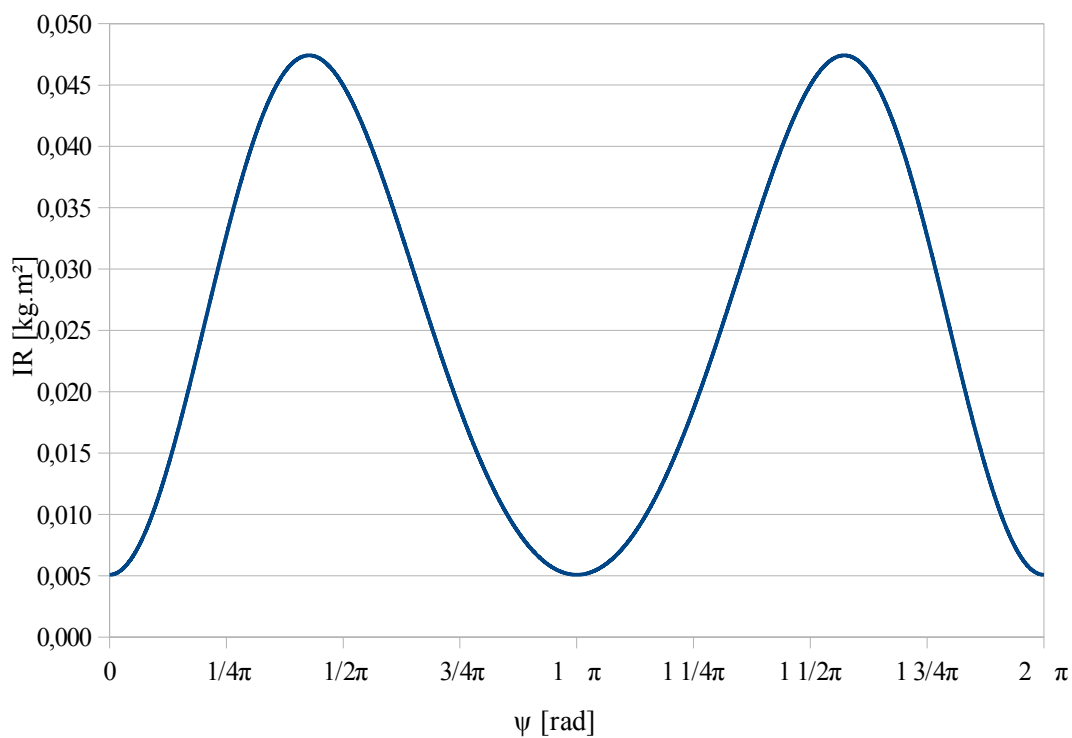
$$\frac{d^2 s}{d \psi^2} = -r \cdot \cos(\psi) - \frac{l^2 \cdot (r^2 - l^2) + (l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\psi))^2}{\sqrt{(l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\psi))^3}}$$

Pro výpočet byly použity následující hodnoty:

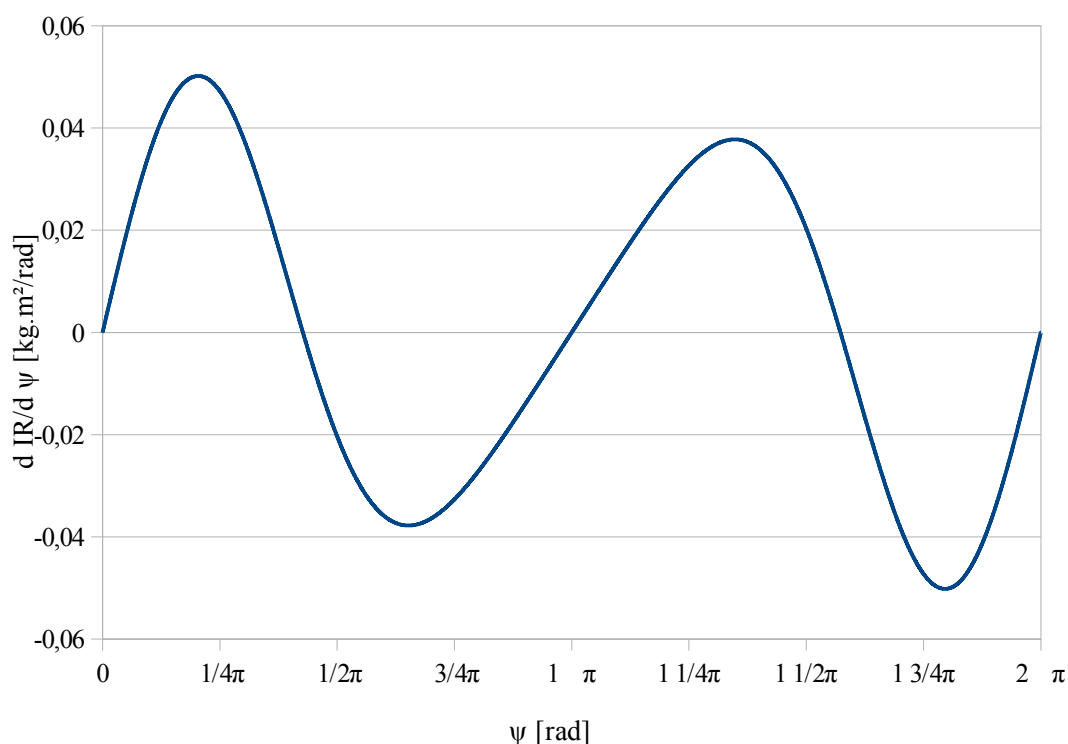
parametr	hodnota	jednotka	stručný popis
I_{2A}	2,82E-3	kg·m ²	moment setrvačnosti kliky k ose rotace
I_{3C}	3,70E-2	kg·m ²	moment setrvačnosti ojnice k ose křížáku
l	300	mm	délka ojnice
m_2	1,75	kg	hmotnost kliky
m_3	0,89	kg	hmotnost ojnice
m_4	0,6	kg	hmotnost křížáku
m_{RT}	6,24	kg	hmotnost celé rozváděcí tyče
r	74	mm	délka kliky

pozn.: Některé hodnoty byly později upřesněny.

Dosazením byl získán průběhy redukovaného momentu setrvačnosti a jeho derivace



Obr. A.26: Průběh redukovaného momentu setrvačnosti na natočení kliky



Obr. A.27: Průběh změny redukovaného momentu setrvačnosti na natočení kliky

Vzhledem k získanému průběhu redukovaného momentu setrvačnosti je navržen setrvačník tak, že minimální moment setrvačnosti je menší než $0,005 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ a maximální moment setrvačnosti je větší než $0,05 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

Po vyrobení byly jednotlivé díly přeměřeny a hmotnost a moment setrvačnosti disků byly určeny pomocí rovnic

$$m_{ST} = \frac{1}{4} \rho_{ST} \cdot t_{ST} \cdot \pi \cdot (d_{ST2}^2 - d_{ST1}^2 - 4 \cdot d_{ST3}^2) \quad \text{a}$$

$$I_{ST} = \frac{1}{32} \cdot \rho_{ST} \cdot t_{ST} \cdot \pi \cdot (d_{ST2}^4 - d_{ST1}^4 - 4 \cdot d_{ST3}^4 - 8 \cdot d_{ST3}^2 \cdot d_{ST4}^2) \quad ,$$

kde:

d_{ST1} je vnitřní průměr disku,

d_{ST2} je vnější průměr disku,

d_{ST3} je průměr otvorů pro šrouby,

d_{ST4} je průměr roztečné kružnice otvorů pro šrouby,

t_{ST} je tloušťka disků a

ρ_{ST} je hustota disků.

U ostatních součástí jsou hmotnosti a momenty setrvačnosti stanoveny pomocí CAD software Pro Engineer

díl	moment setrvačnosti $10^{-3} \text{ [kg m}^2\text{]}$	hmotnost [kg]
disk 1	$1,87 \pm 0,05$	$0,380 \pm 0,010$
disk 2	$3,43 \pm 0,05$	$0,697 \pm 0,011$
disk 3	$6,99 \pm 0,11$	$1,421 \pm 0,022$
disk 4	$13,50 \pm 0,22$	$2,744 \pm 0,044$
disk 5	$25,79 \pm 0,37$	$5,242 \pm 0,076$
střed	$1,81 \pm 0,09$	$1,559 \pm 0,069$
spojka	$0,21 \pm 0,01$	$0,420 \pm 0,021$
šrouby	$0,27 \pm 0,01$	$0,147 \pm 0,007$

pozn. Do hmoty středu jsou zahrnuty vnitřní kroužky ložisek a pojistný kroužek; do hmoty šroubů jsou zahrnuty matice a podložky.

Hmotnosti a momenty setrvačnosti pro jednotlivé kombinace jsou:

č.	kombinace 5 4 3 2 1	moment setrvačnosti $10^{-3} \text{ [kg m}^2\text{]}$	hmotnost [kg]	č.	kombinace 5 4 3 2 1	moment setrvačnosti $10^{-3} \text{ [kg m}^2\text{]}$	hmotnost [kg]
00	0 0 0 0 0	$2,02 \pm 0,10$	$1,98 \pm 0,09$	16	1 0 0 0 0	$28,08 \pm 0,49$	$7,37 \pm 0,17$
01	0 0 0 0 1	$4,16 \pm 0,17$	$2,51 \pm 0,11$	17	1 0 0 0 1	$29,95 \pm 0,54$	$7,75 \pm 0,18$
02	0 0 0 1 0	$5,72 \pm 0,17$	$2,82 \pm 0,11$	18	1 0 0 1 0	$31,51 \pm 0,55$	$8,07 \pm 0,18$
03	0 0 0 1 1	$7,58 \pm 0,22$	$3,20 \pm 0,12$	19	1 0 0 1 1	$33,38 \pm 0,60$	$8,44 \pm 0,19$
04	0 0 1 0 0	$9,28 \pm 0,23$	$3,55 \pm 0,12$	20	1 0 1 0 0	$35,07 \pm 0,60$	$8,79 \pm 0,20$
05	0 0 1 0 1	$11,15 \pm 0,28$	$3,93 \pm 0,13$	21	1 0 1 0 1	$36,94 \pm 0,65$	$9,17 \pm 0,21$
06	0 0 1 1 0	$12,71 \pm 0,28$	$4,24 \pm 0,13$	22	1 0 1 1 0	$38,50 \pm 0,65$	$9,49 \pm 0,21$
07	0 0 1 1 1	$14,58 \pm 0,33$	$4,62 \pm 0,14$	23	1 0 1 1 1	$40,37 \pm 0,71$	$9,87 \pm 0,22$
08	0 1 0 0 0	$15,79 \pm 0,33$	$4,87 \pm 0,14$	24	1 1 0 0 0	$41,58 \pm 0,71$	$10,11 \pm 0,22$
09	0 1 0 0 1	$17,66 \pm 0,38$	$5,25 \pm 0,15$	25	1 1 0 0 1	$43,45 \pm 0,76$	$10,49 \pm 0,23$
10	0 1 0 1 0	$19,22 \pm 0,39$	$5,57 \pm 0,15$	26	1 1 0 1 0	$45,01 \pm 0,76$	$10,81 \pm 0,23$
11	0 1 0 1 1	$21,09 \pm 0,44$	$5,95 \pm 0,16$	27	1 1 0 1 1	$46,88 \pm 0,81$	$11,19 \pm 0,24$
12	0 1 1 0 0	$22,78 \pm 0,44$	$6,29 \pm 0,16$	28	1 1 1 0 0	$48,58 \pm 0,82$	$11,53 \pm 0,24$
13	0 1 1 0 1	$24,65 \pm 0,49$	$6,67 \pm 0,17$	29	1 1 1 0 1	$50,44 \pm 0,87$	$11,91 \pm 0,25$
14	0 1 1 1 0	$26,21 \pm 0,50$	$6,99 \pm 0,18$	30	1 1 1 1 0	$52,00 \pm 0,87$	$12,23 \pm 0,25$
15	0 1 1 1 1	$28,08 \pm 0,55$	$7,37 \pm 0,19$	31	1 1 1 1 1	$53,87 \pm 0,92$	$12,61 \pm 0,26$

pozn. Zátěž 00 představuje pouze svěrné pouzdro a střed bez šroubů.

A.8 Návrh pružné spojky

Pro návrh pružné spojky byla nejprve určena požadovaná tuhost.

Pro výpočet byly použity následující hodnoty:

parametr	jednotka	dural	kompozit	ocel
n	1	11	9	-1
l	mm	2350	2350	2350
S	mm ²	49,48	57,68	49,48
E	GPa	77	163	210

pozn.: Některé hodnoty byly později upřesněny.

Ocelová tyč je součástí zkušebního zařízení, a proto je od celkové tuhosti odečtena.

Požadovaná tuhost pružné spojky je určena pomocí rovnice

$$k = \left(\frac{n_d \cdot l}{S_d \cdot E_d} + \frac{n_k \cdot l}{S_k \cdot E_k} + \frac{n_o \cdot l}{S_o \cdot E_o} \right)^{-1}, \text{ odkud}$$

$$k = \left(\frac{11 \cdot 2350}{49,48 \cdot 77 \cdot 10^3} + \frac{9 \cdot 2350}{57,68 \cdot 163 \cdot 10^3} + \frac{2350}{49,48 \cdot 210 \cdot 10^3} \right)^{-1} = 114 \text{ N/mm}.$$

Pro akumulaci energie byly zvoleny talířové pružiny dle ČSN 02 6063 [44 str. 624].

Z důvodu prostorového omezení byly vybrány talířové pružiny s rozměry

$20,0 \times 10,2 \times 1 \times 1,55$ ($D \times d \times t \times H$), u nichž je

maximální průhyb jedné pružiny $s_{max} = 0,55 \text{ mm}$

při síle $F_{max} = 1850 \text{ N}$.

Pro dosažení požadované tuhosti byly jednotlivé pružiny zapojeny do dvou sérií po 58 kusech působících proti sobě s předepnutím, viz str. 57.

Byla tak získána spojka, jejíž

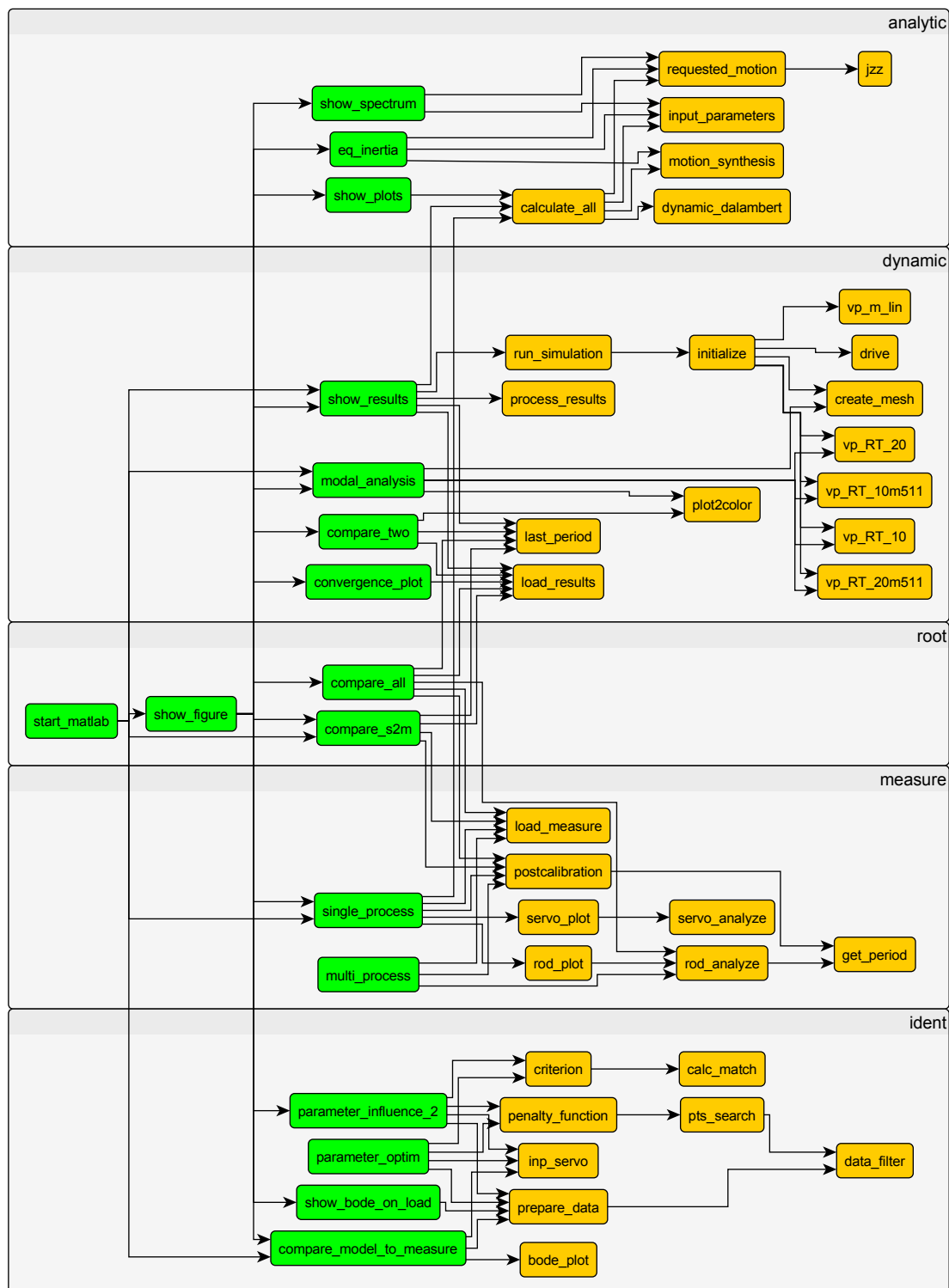
celkový maximální zdvih v jednom směru je $s_{max} = \frac{58 \cdot 0,55}{2} = 15,95 \text{ mm}$,

celková maximální síla je $F_{max} = 1850 \text{ N}$

a tuhost je $k = \frac{1850}{15,95} = 116 \text{ N/mm}$.

B Struktura modelů v Matlabu/Simulinku

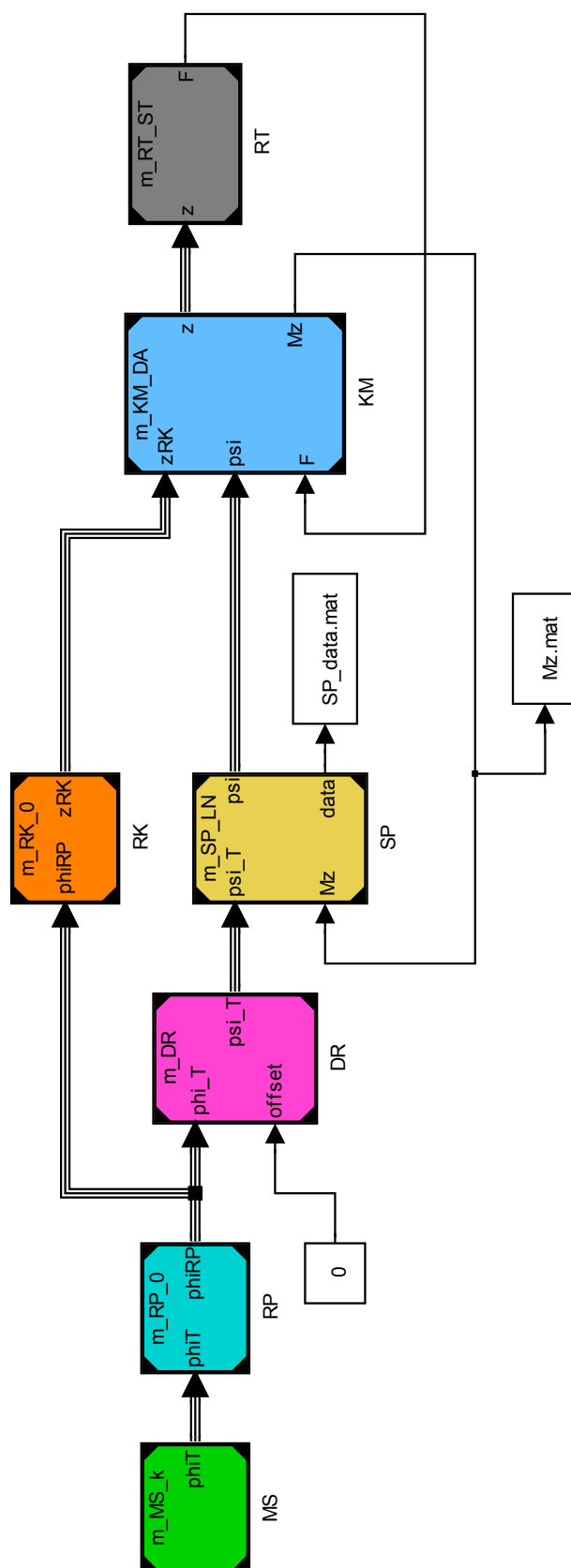
B.1 Celková struktura

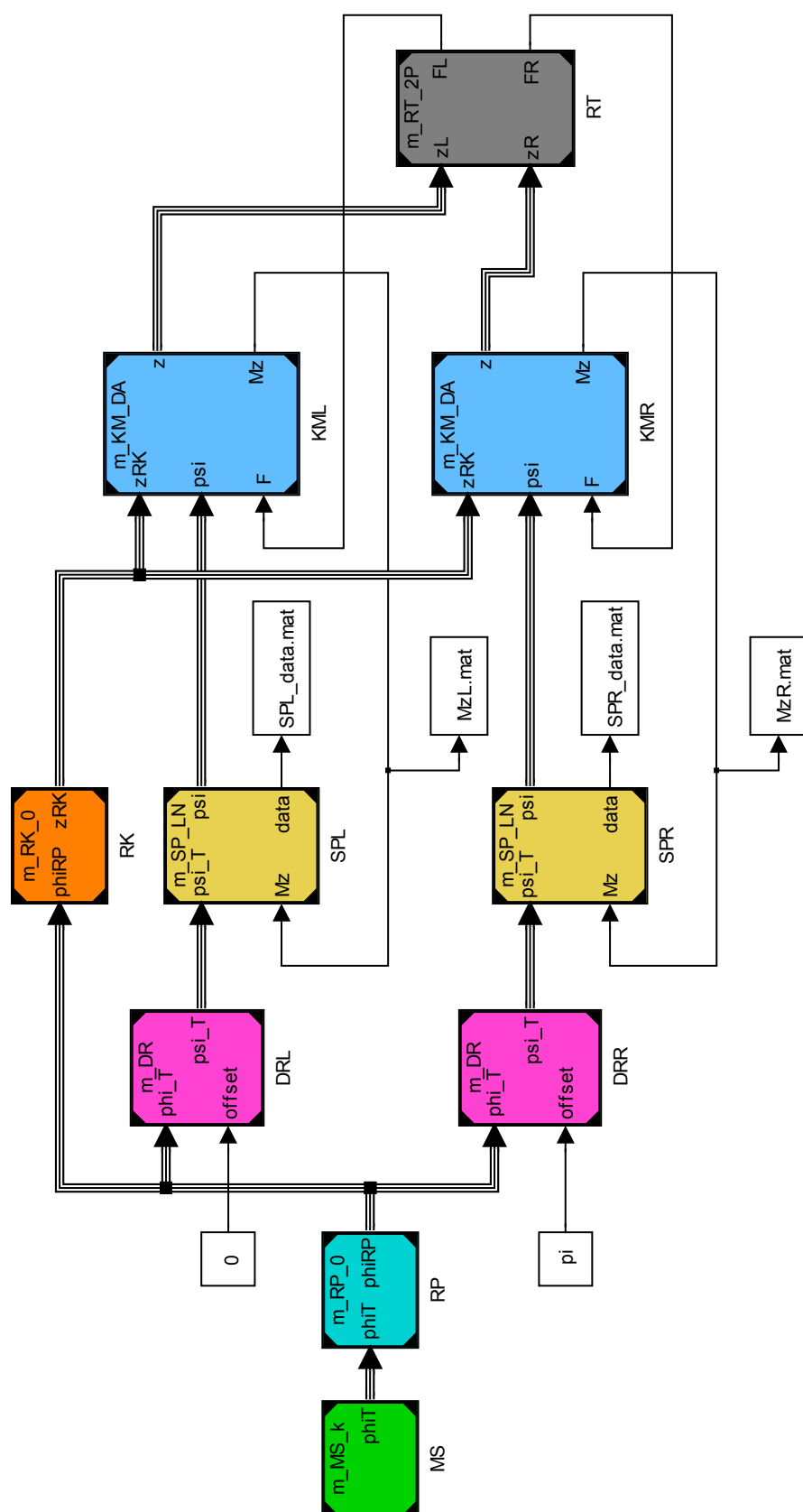


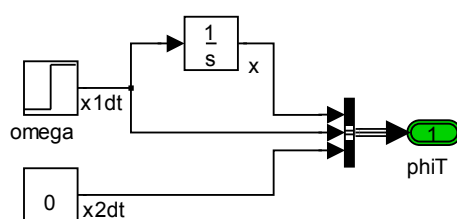
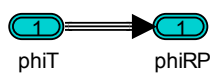
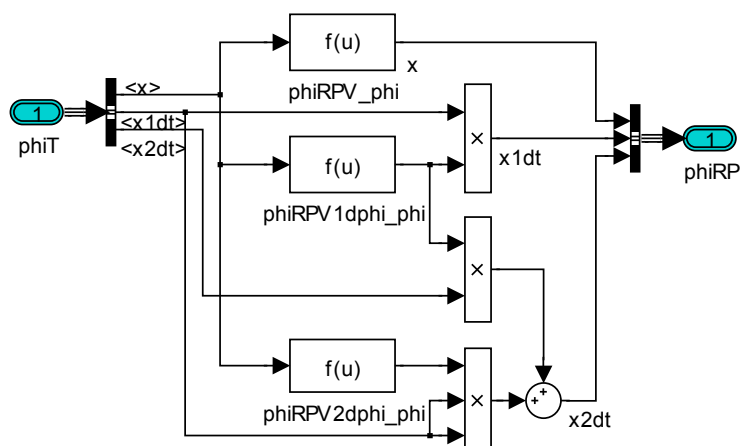
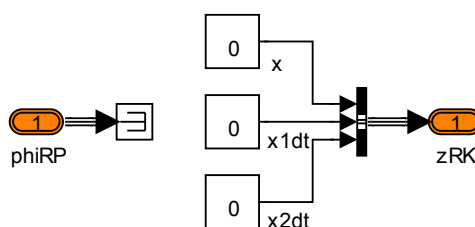
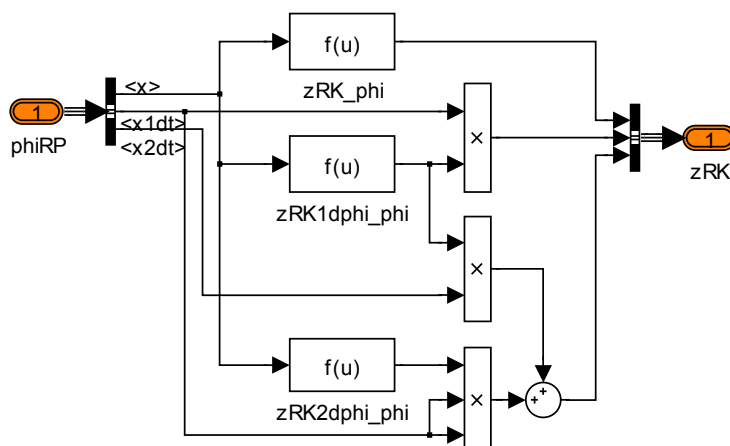
Obr. B.1: Celková struktura skriptů v Matlabu

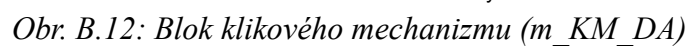
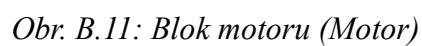
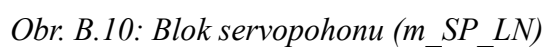
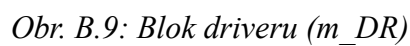
pozn. Skripty označené zelenou barvou jsou samostatně spustitelné.

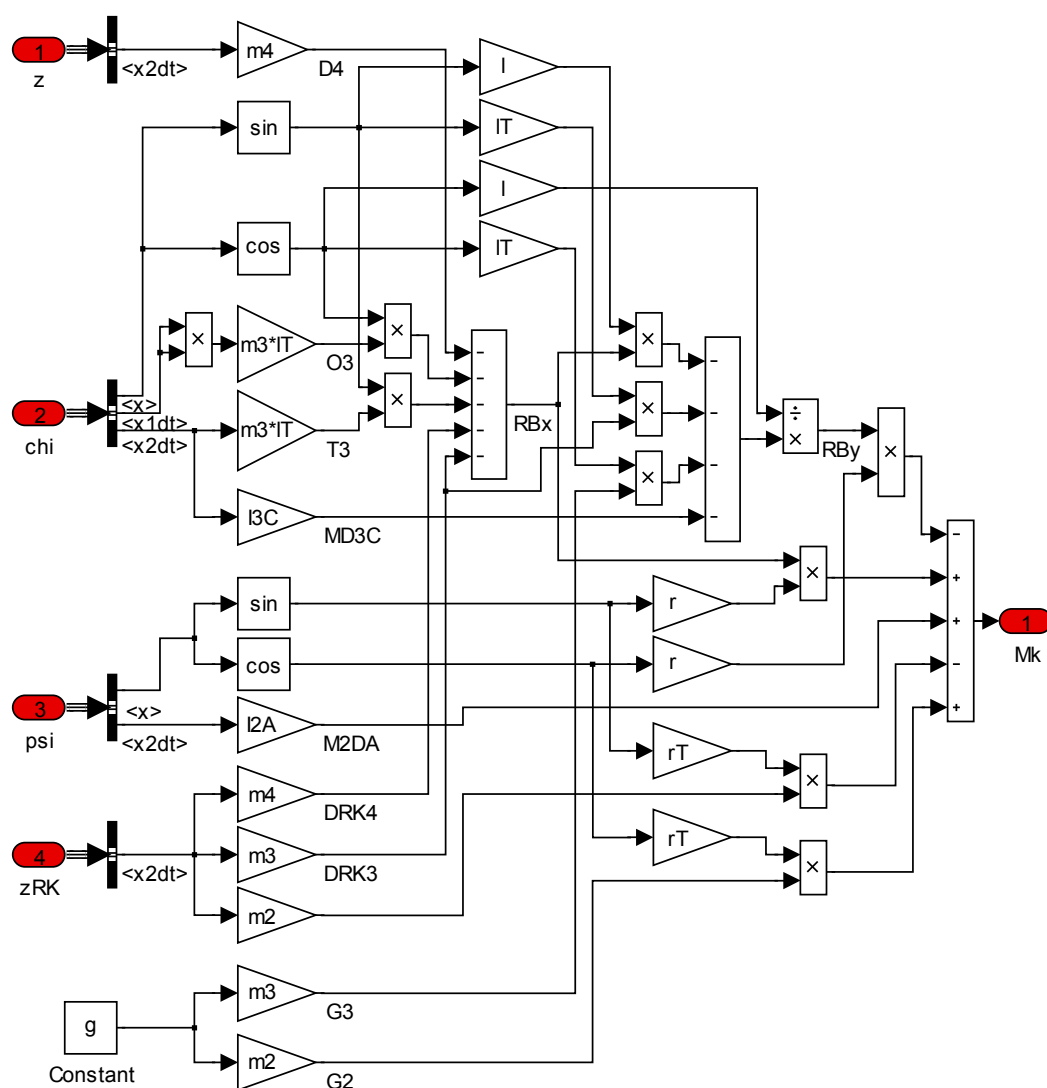
B.2 Dynamické modely

Obr. B.2: Celkový model s jedním pohonem (m_dyn_1P)

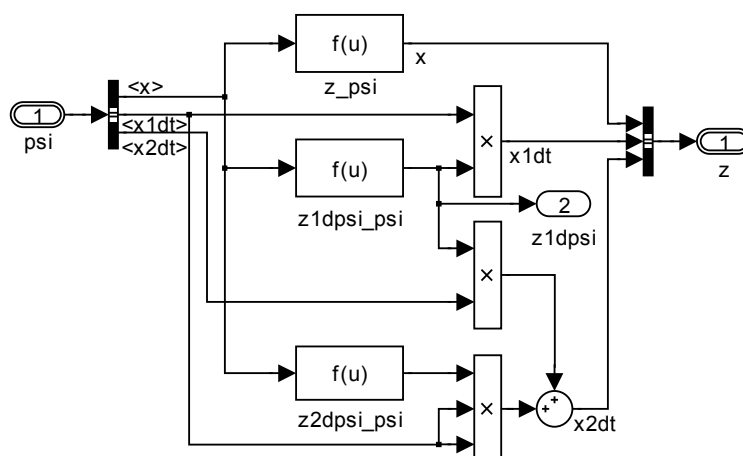
Obr. B.3: Celkový model se dvěma pohony (m_dyn_2P)

Obr. B.4: Blok master pro konstantní rychlost (m_MS_k)Obr. B.5: Blok rušení pásmového vinutí - neaktivní (m_RP_0)Obr. B.6: Blok rušení pásmového vinutí - aktivní (m_RP_1)Obr. B.7: Blok rozmazávání krajů - neaktivní (m_RK_0)Obr. B.8: Blok rozmazávání krajů - aktivní (m_RK_1)

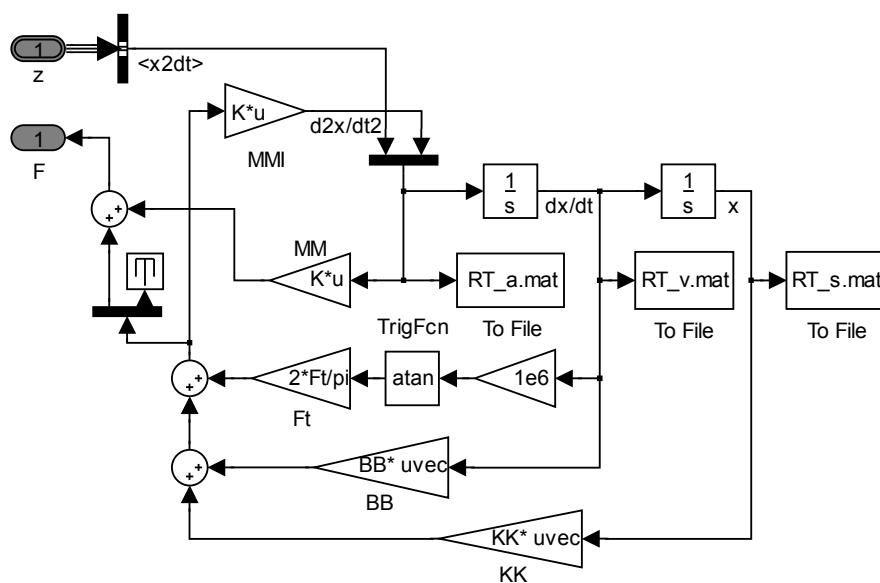
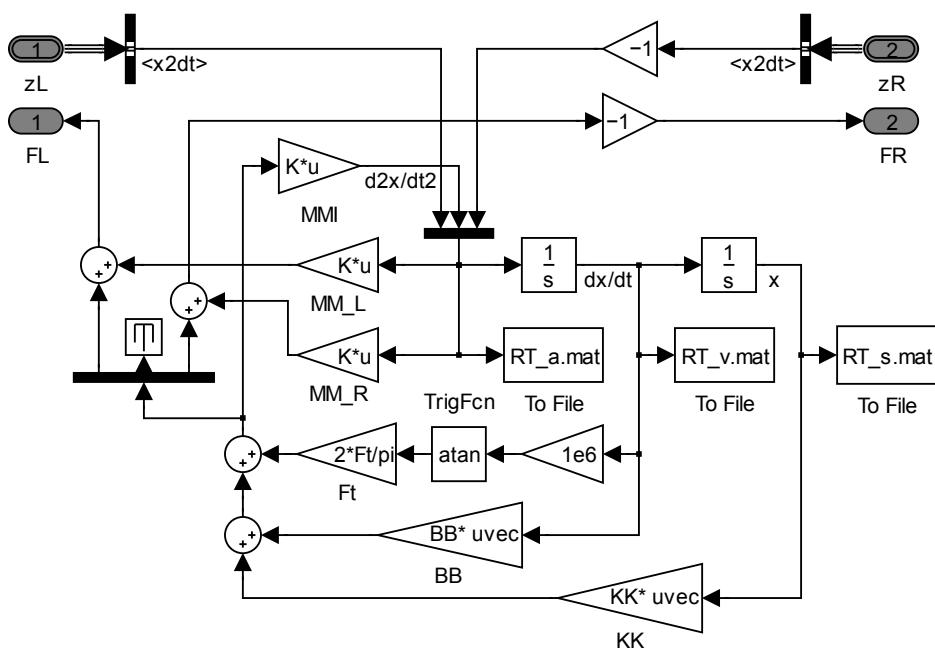




Obr. B.13: Blok dynamických účinků klikového mechanismu (Dynamic)

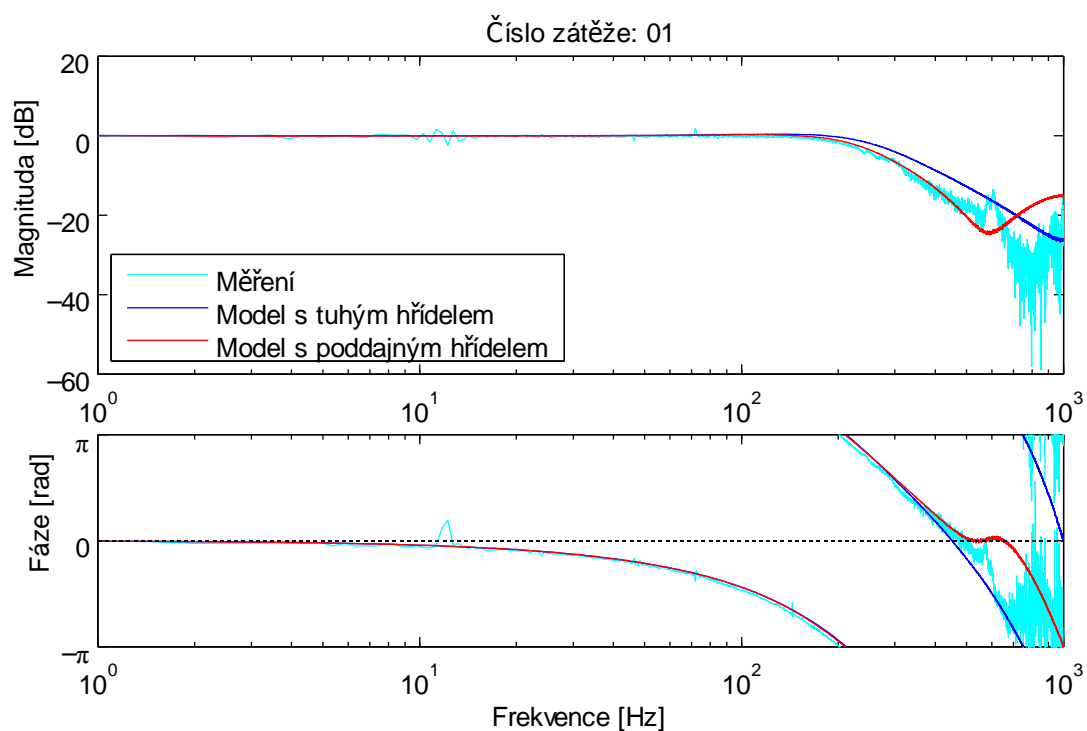


Obr. B.14: Blok převodu souřadnic (z_{ψ} a obdobně χ_{ψ})

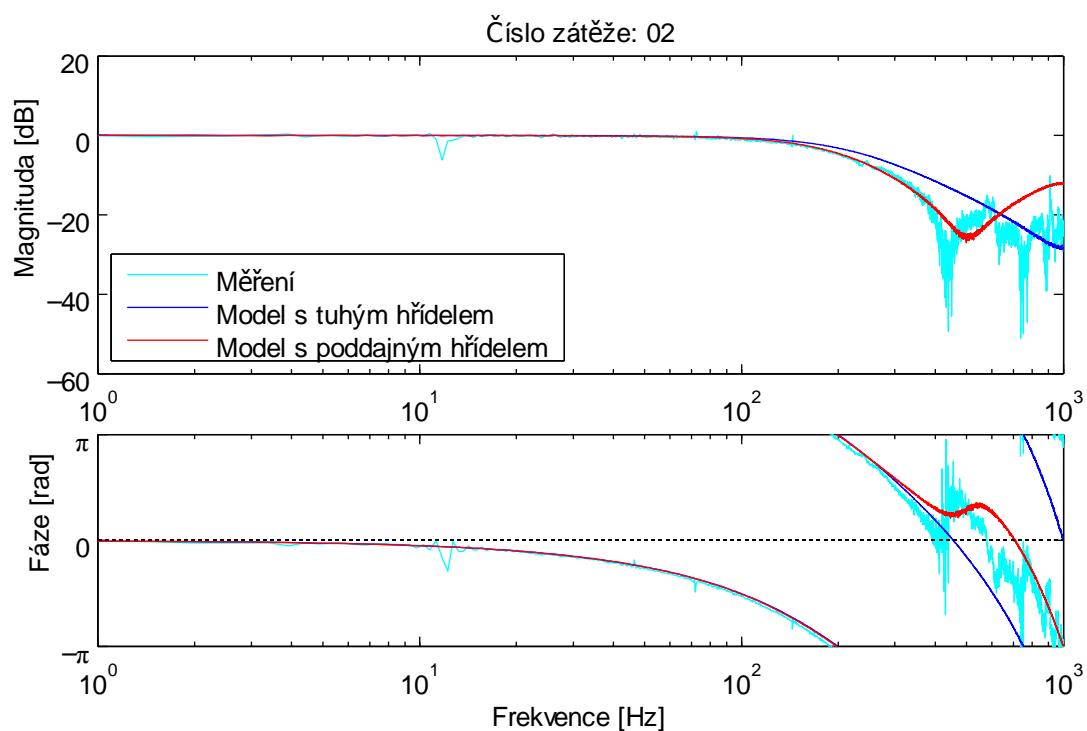
Obr. B.15: Blok rozváděcí tyče pro jeden pohon (m_RT_ST)Obr. B.16: Blok rozváděcí tyče pro dva pohony (m_RT_2P)

C Výsledky simulací a měření

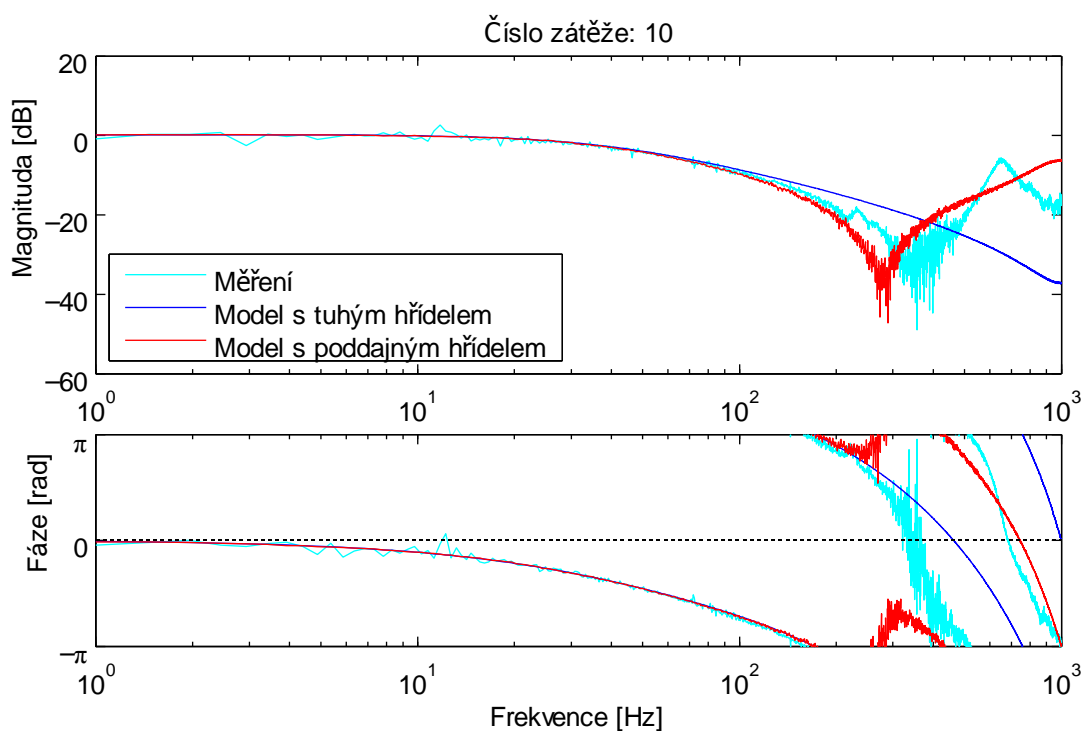
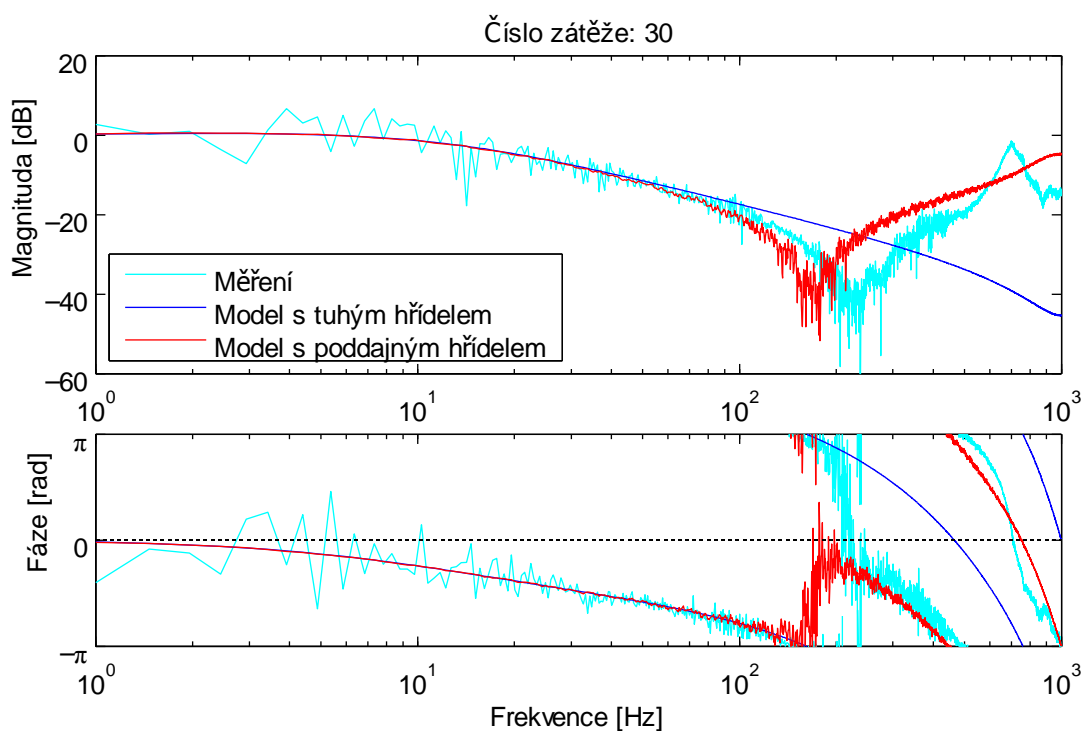
C.1 Měření pohonu se setrvačníky

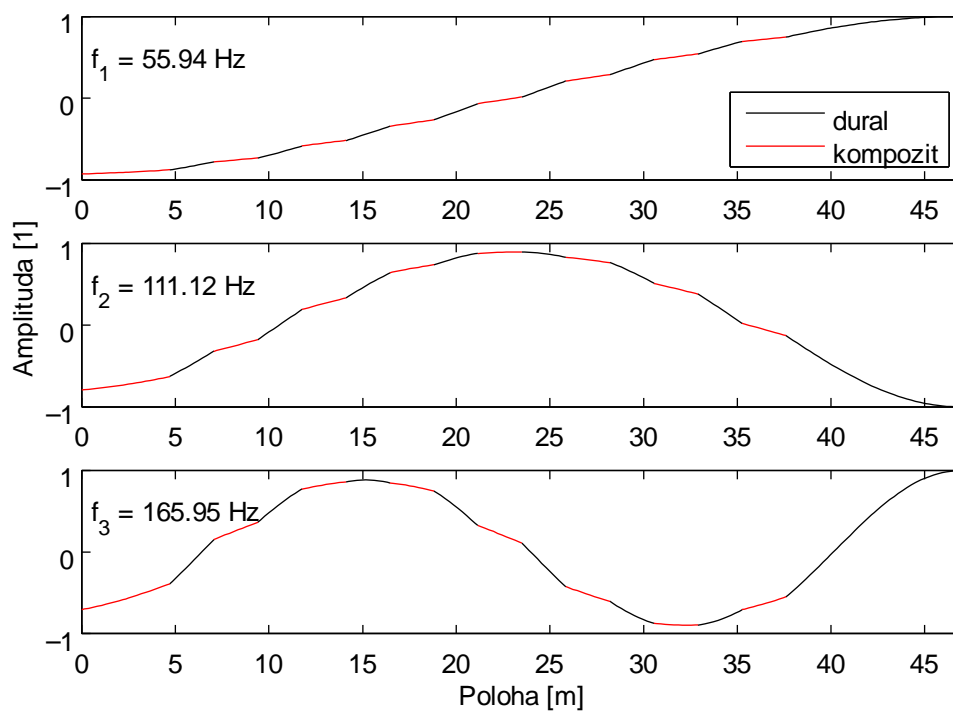
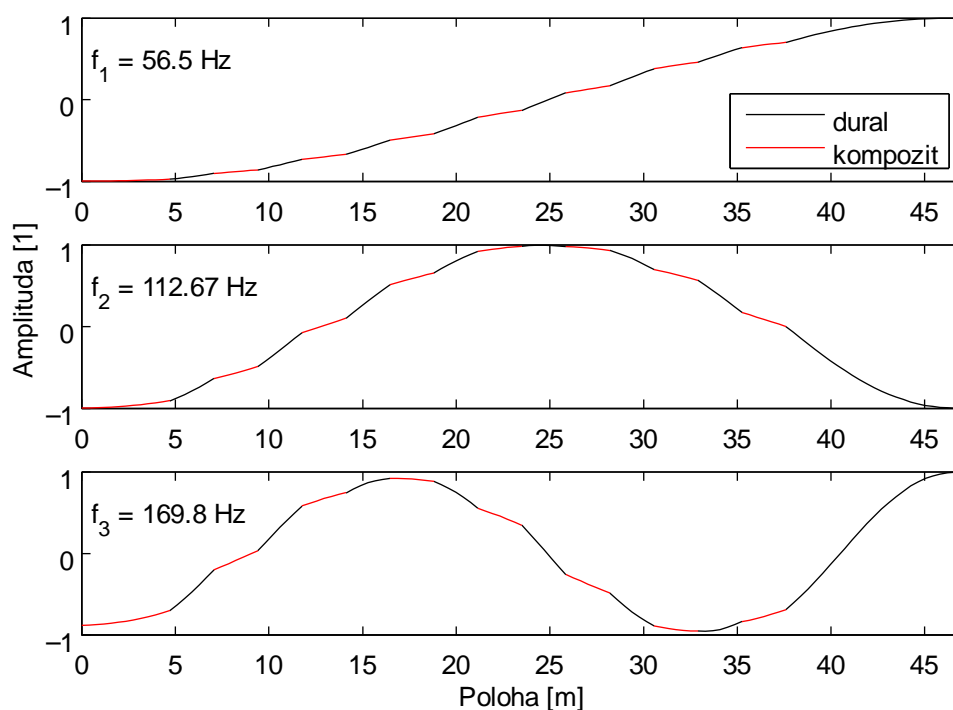


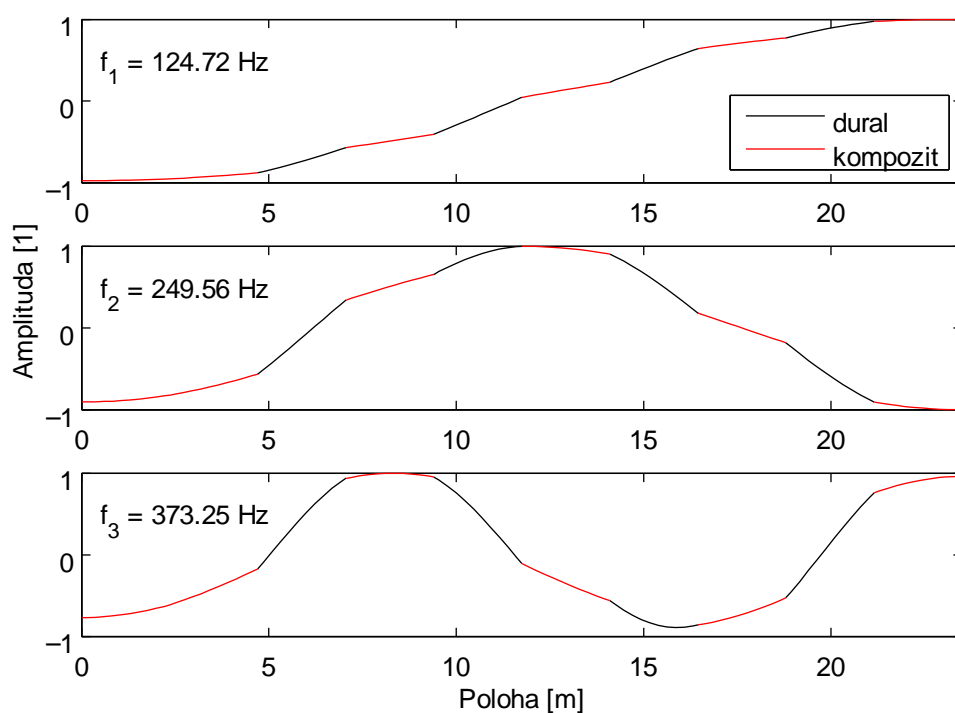
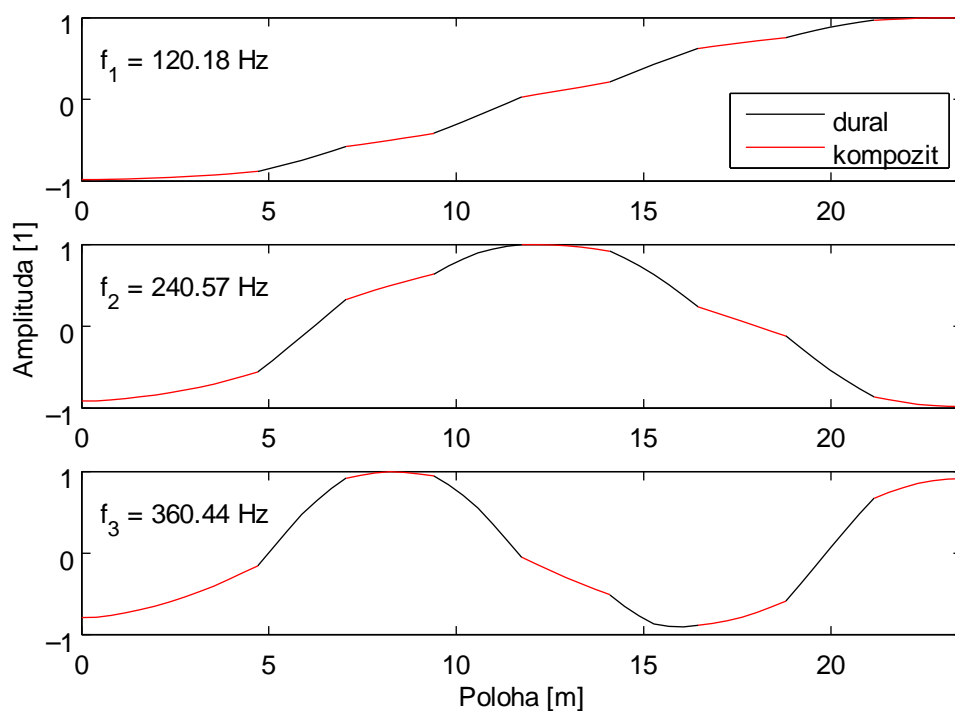
Obr. C.1: Bodeho diagram pro zátěž $J_z = 4,2e-3 \text{ kg m}^2$



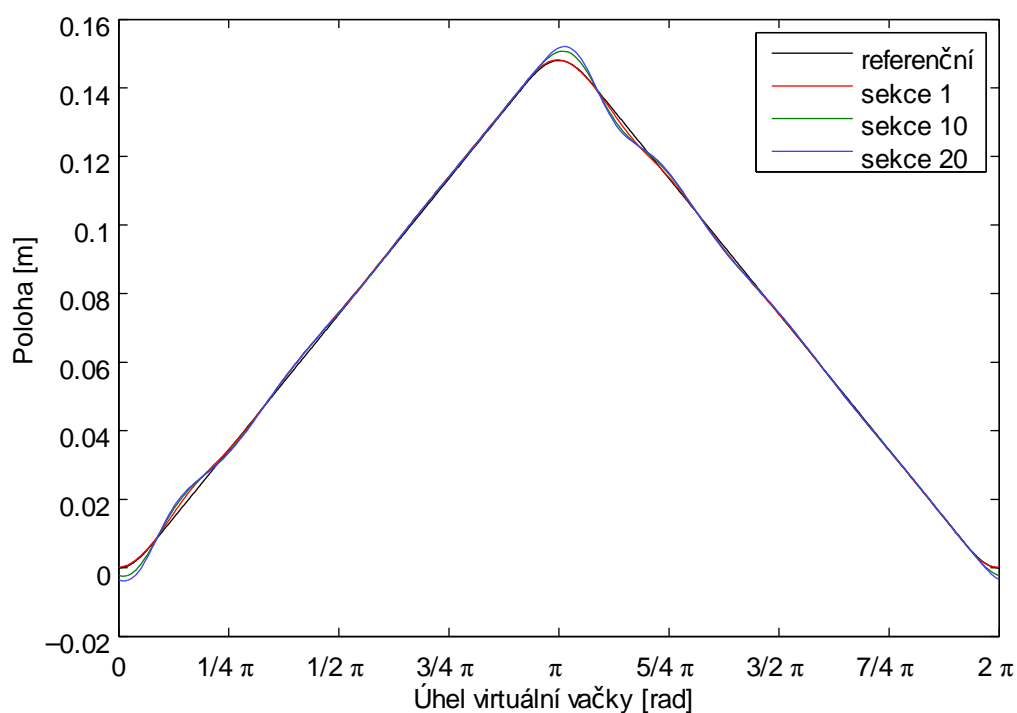
Obr. C.2: Bodeho diagram pro zátěž $J_z = 5,7e-3 \text{ kg m}^2$

Obr. C.3: Bodeho diagram pro zátěž $J_z = 19,2e-3 \text{ kg m}^2$ Obr. C.4: Bodeho diagram pro zátěž $J_z = 52,0e-3 \text{ kg m}^2$

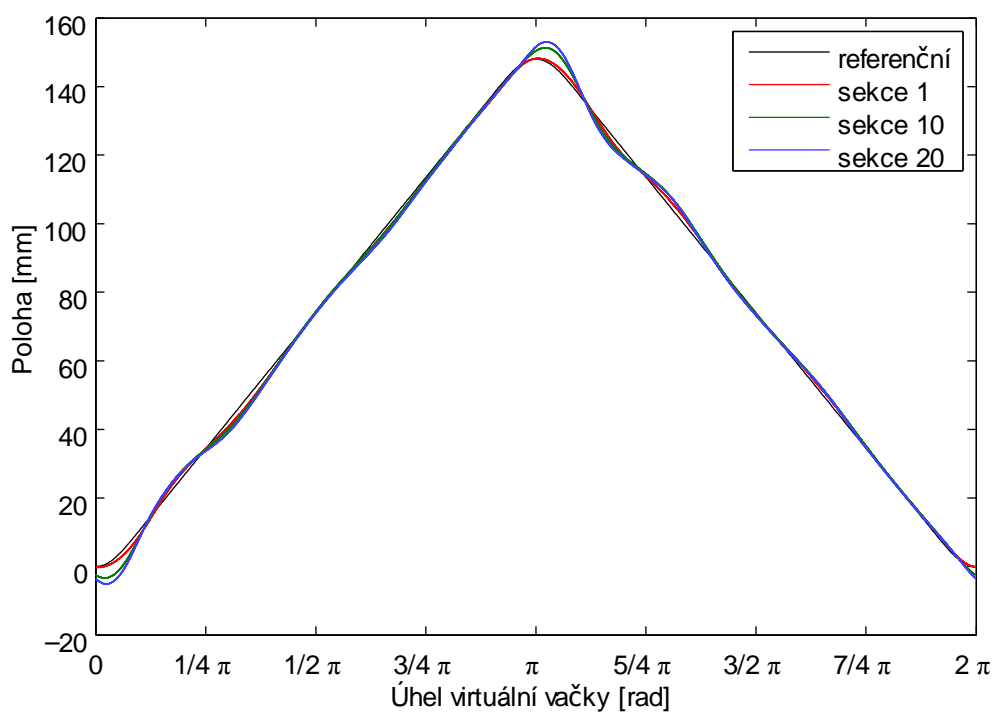
C.2 Modální analýza*Obr. C.5: Modální analýza dlouhá tyč - reálná sestava**Obr. C.6: Modální analýza dlouhá tyč - měřicí sestava*

*Obr. C.7: Modální analýza krátká tyč - reálná sestava**Obr. C.8: Modální analýza krátká tyč - měřicí sestava*

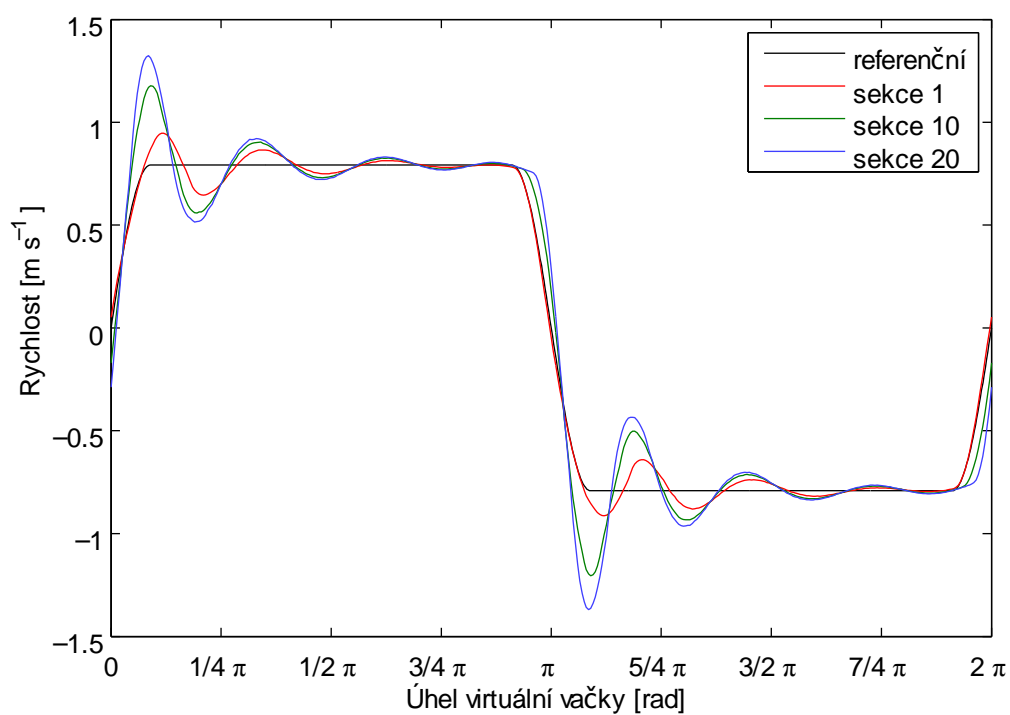
C.3 Dynamika původní konstrukce



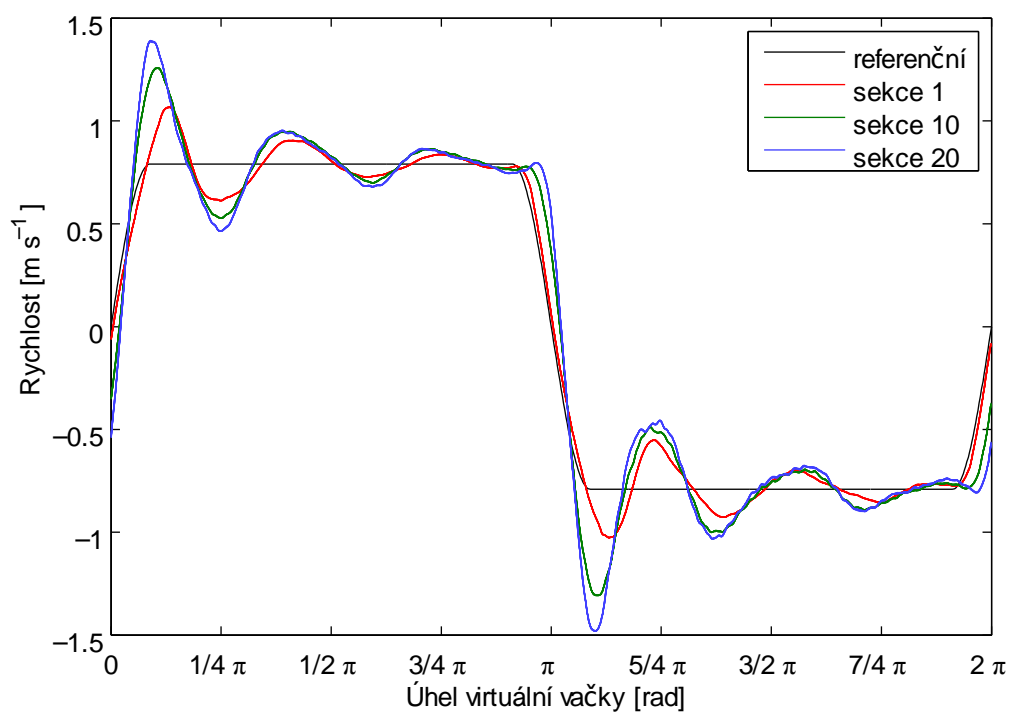
Obr. C.9: Průběh polohy ze simulace pro 150 zrpm - 20 sekci



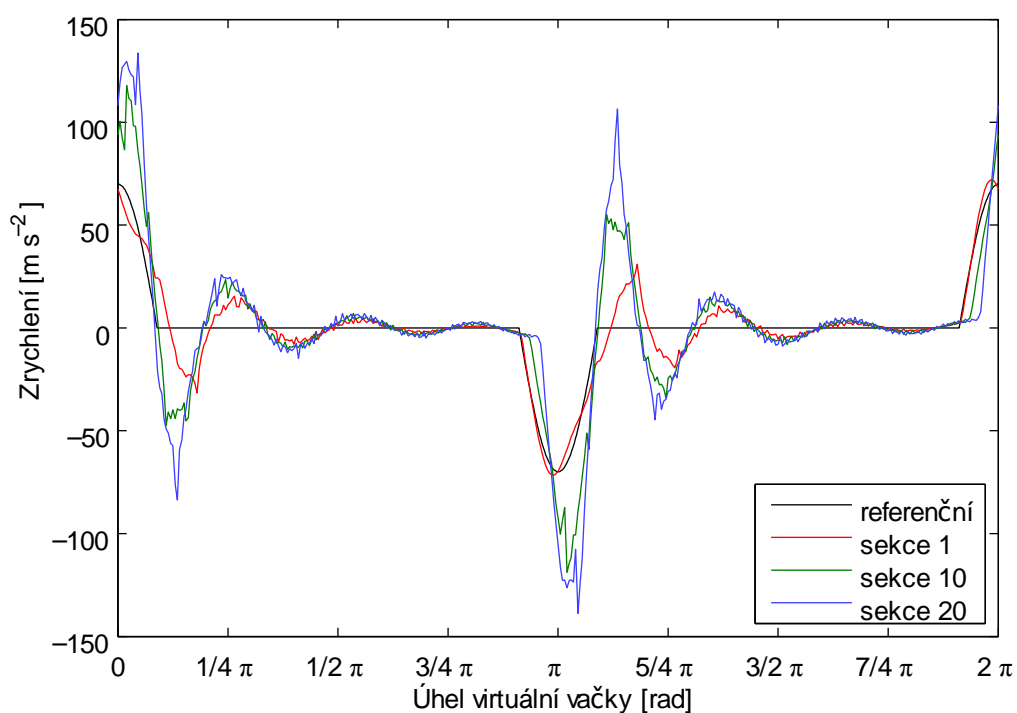
Obr. C.10: Průběh polohy z měření pro 150 zrpm - 20 sekci



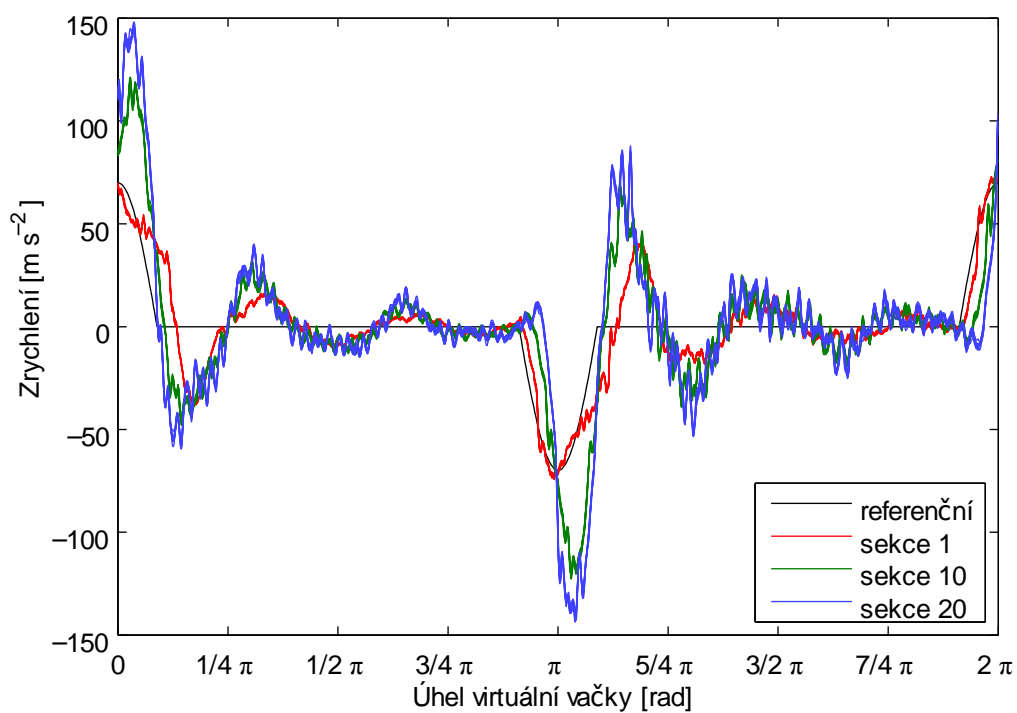
Obr. C.11: Průběh rychlosti ze simulace pro 150 zrpm - 20 sekci



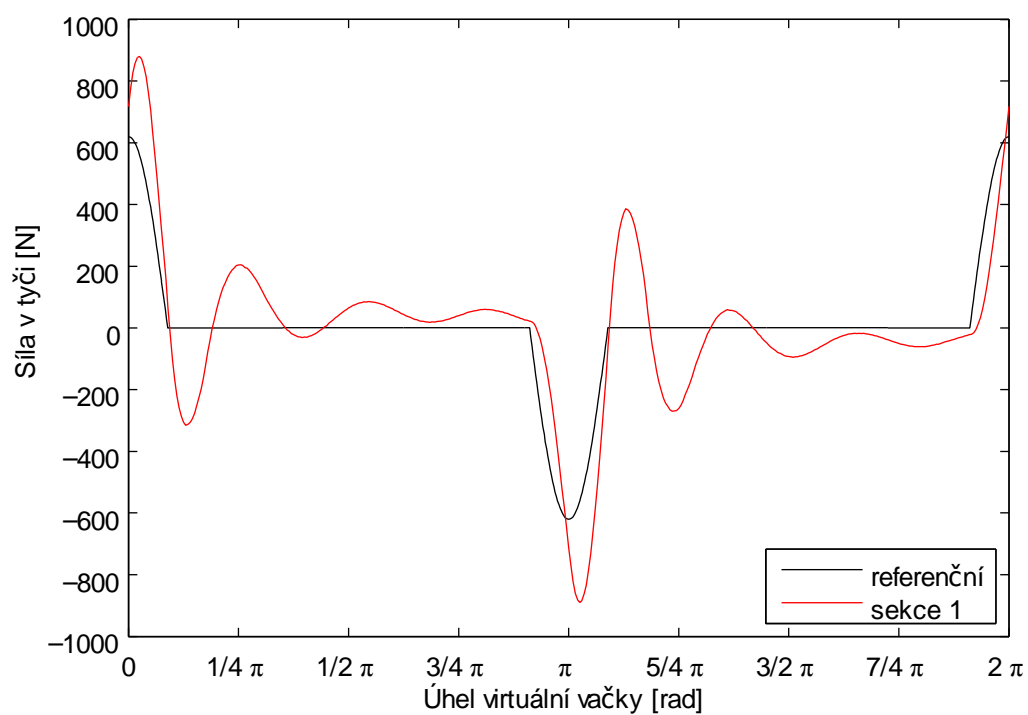
Obr. C.12: Průběh rychlosti z měření pro 150 zrpm - 20 sekci



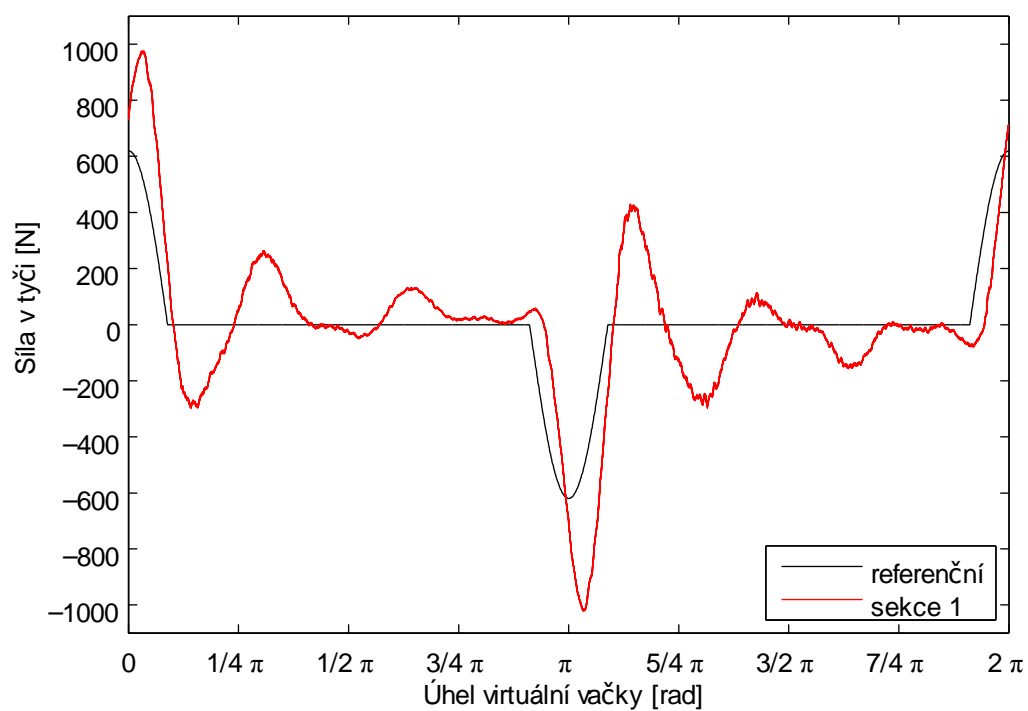
Obr. C.13: Průběh zrychlení ze simulace pro 150 zrpm - 20 sekci



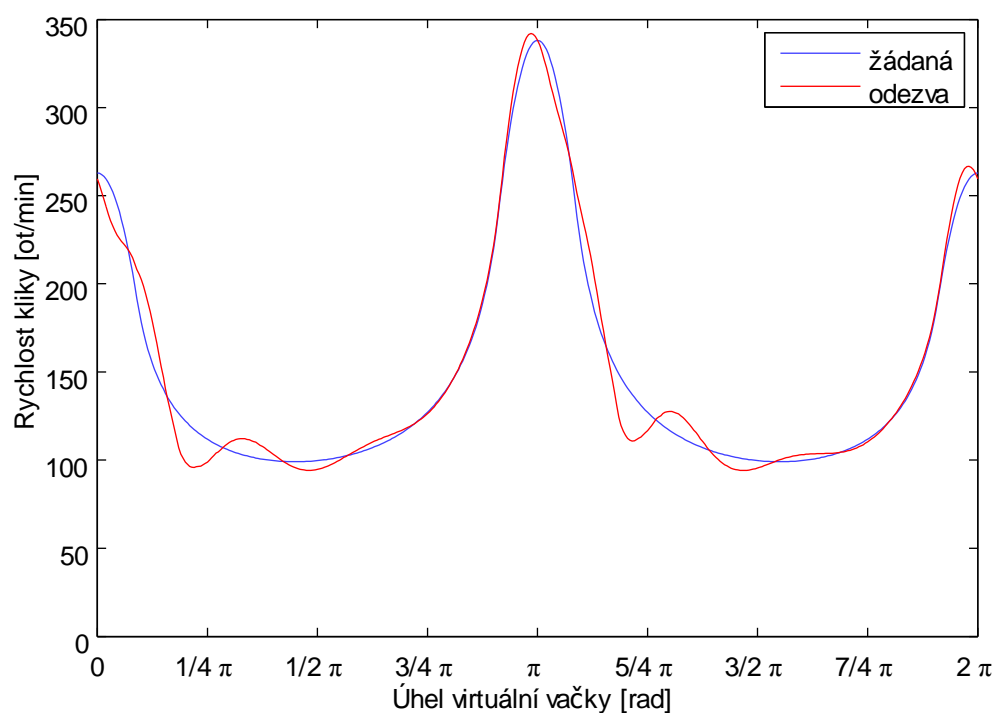
Obr. C.14: Průběh zrychlení z měření pro 150 zrpm - 20 sekci



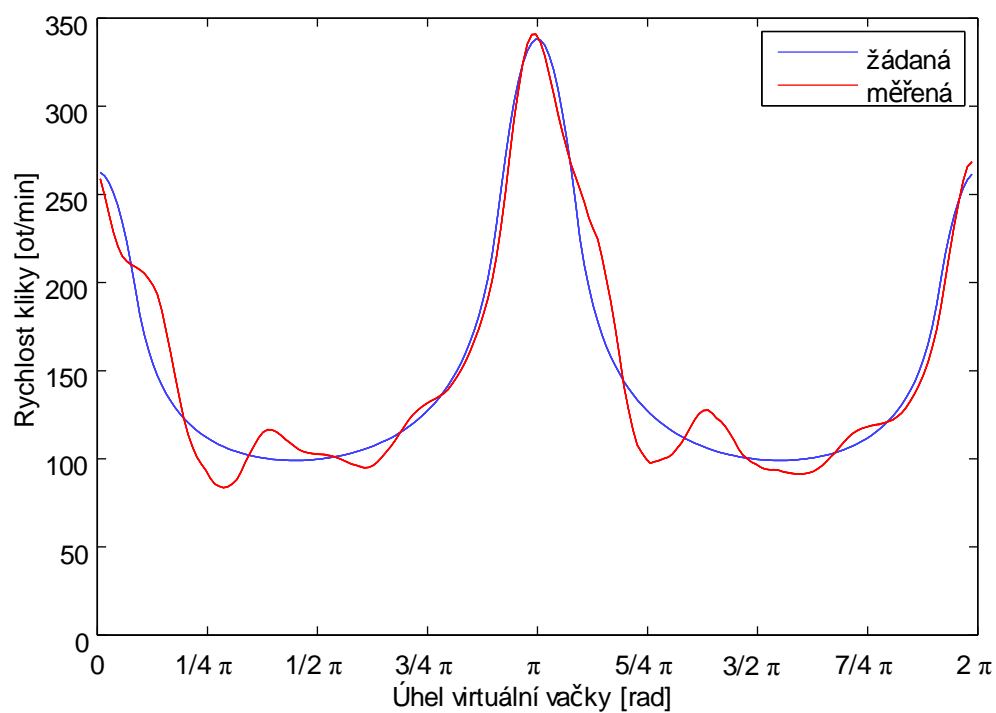
Obr. C.15: Průběh síly ze simulace pro 150 zrpm - 20 sekci



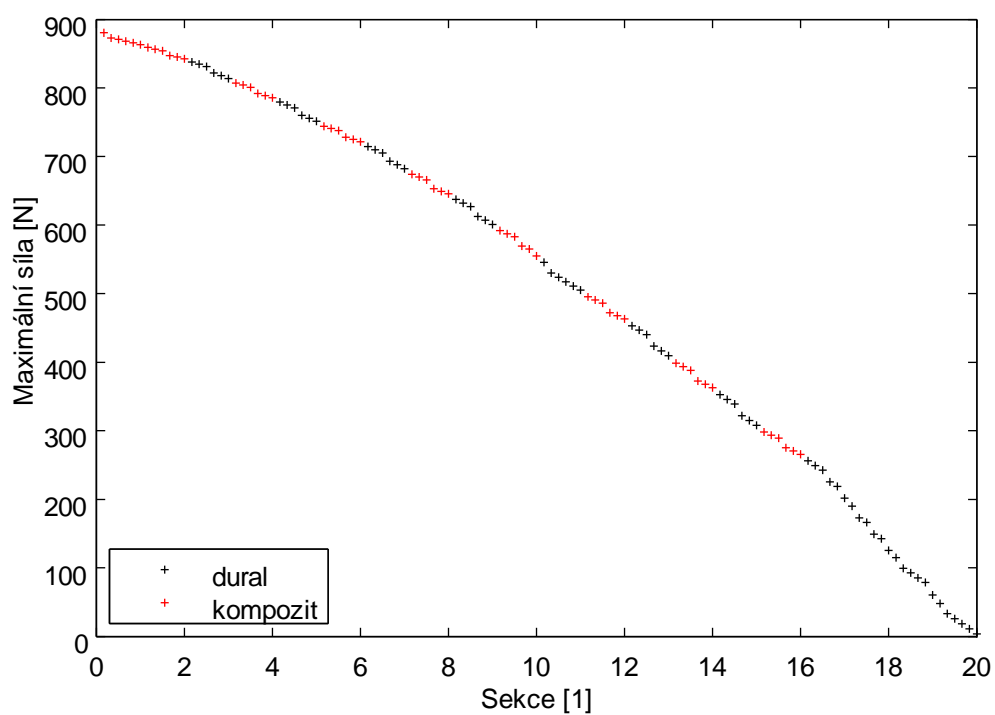
Obr. C.16: Průběh síly z měření pro 150 zrpm - 20 sekci



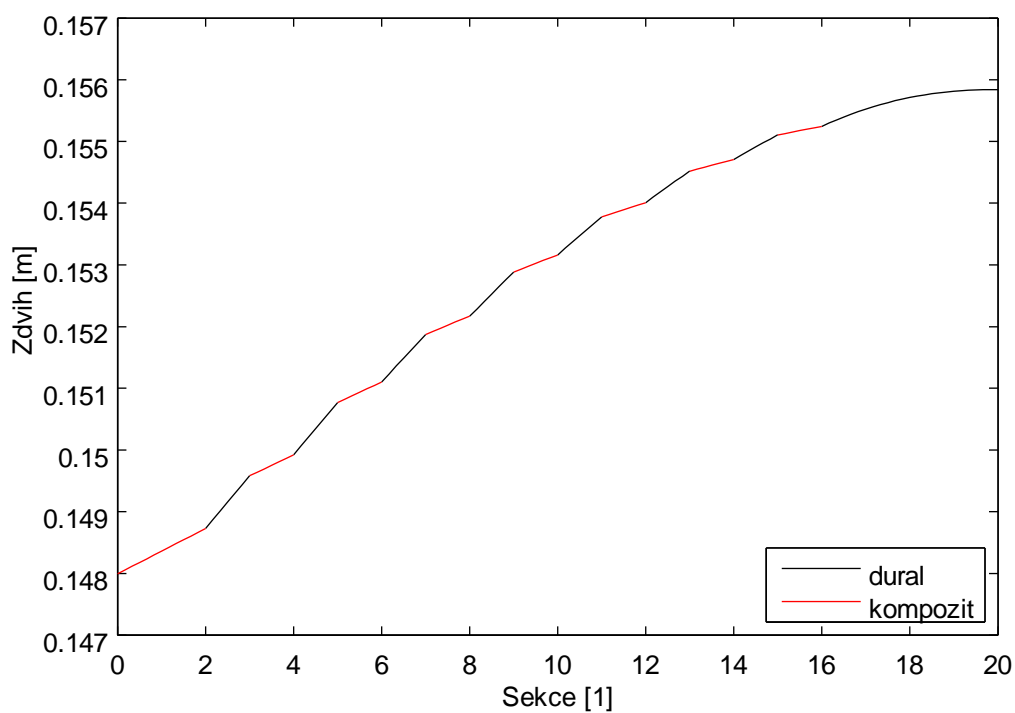
Obr. C.17: Průběh rychlosti kliky ze simulace pro 150 zrpm - 20 sekci



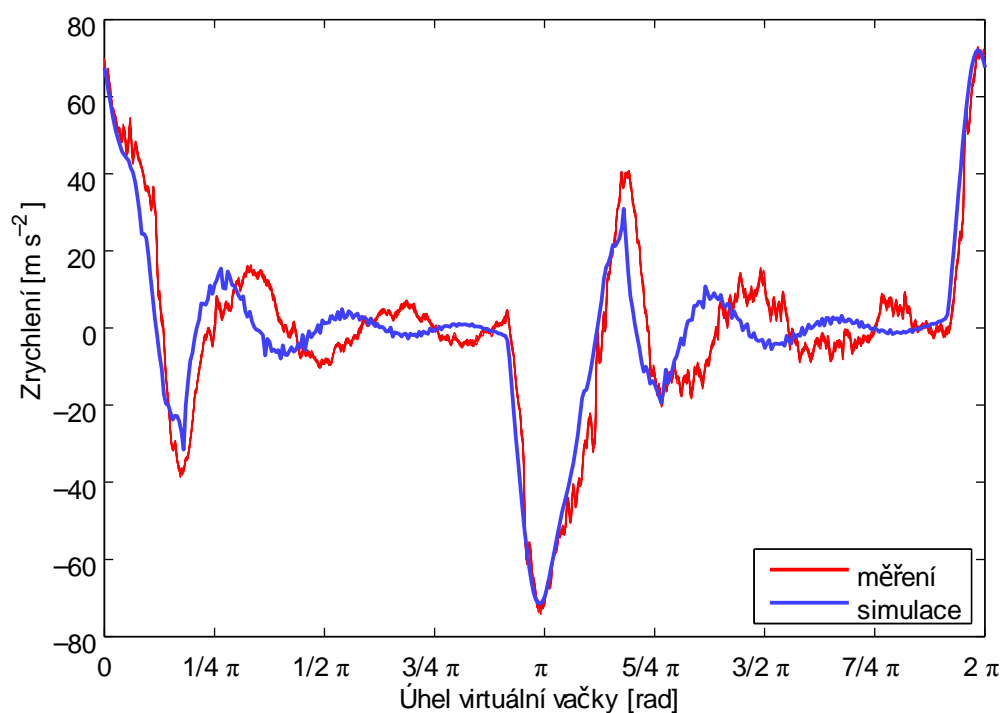
Obr. C.18: Průběh rychlosti kliky z měření pro 150 zrpm - 20 sekci



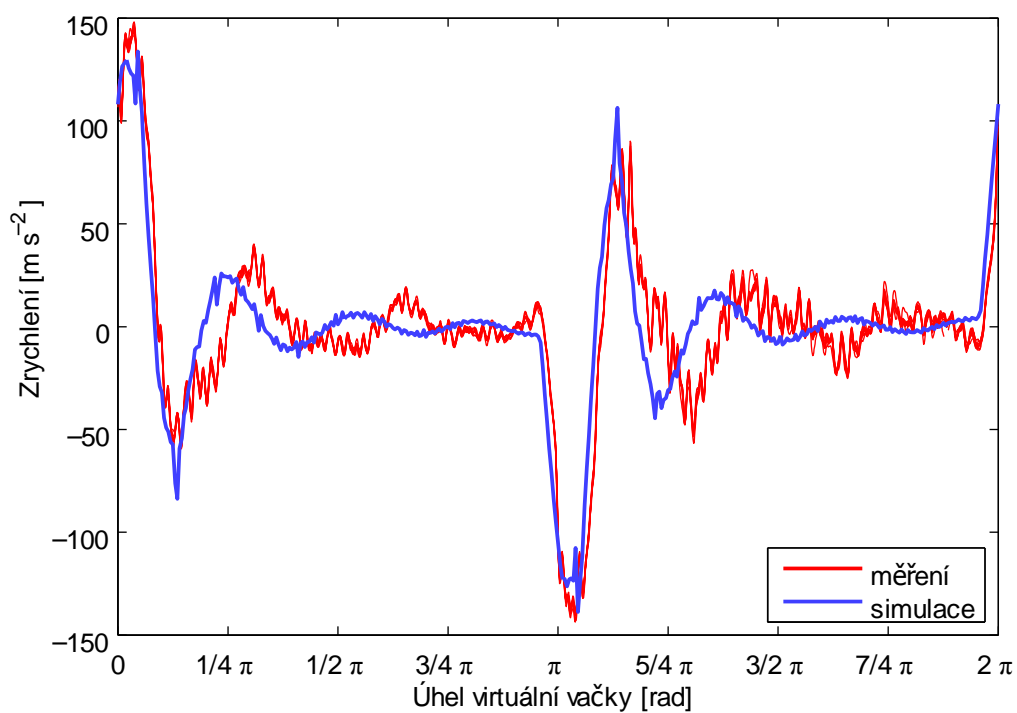
Obr. C.19: Průběh maximální síly podél tyče pro 150 zzpm - 20 sekci



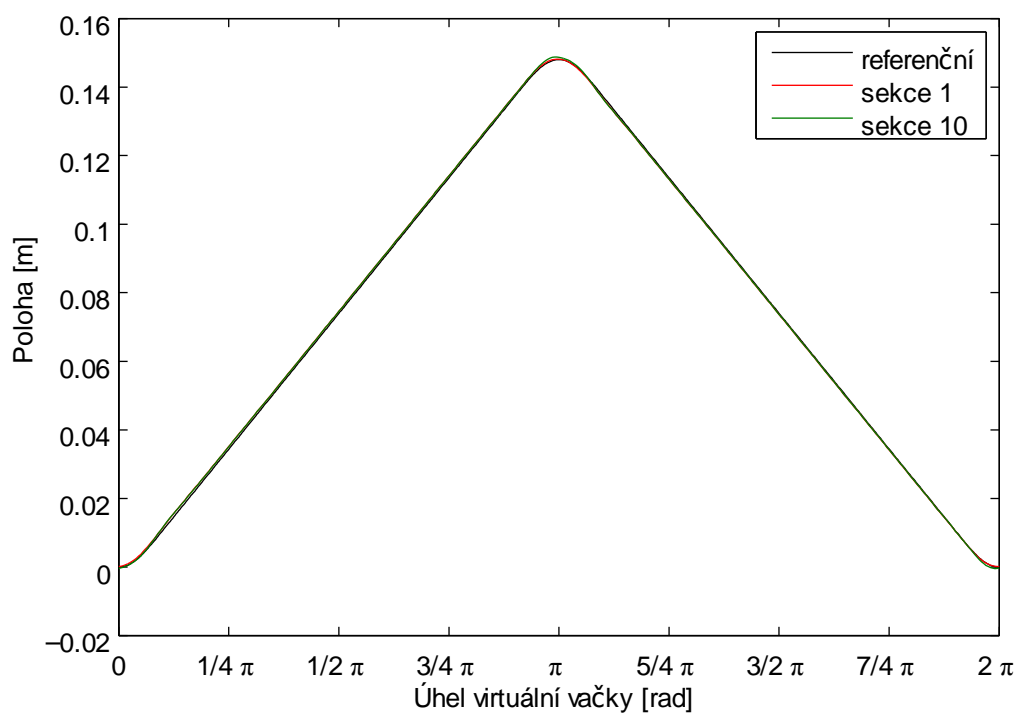
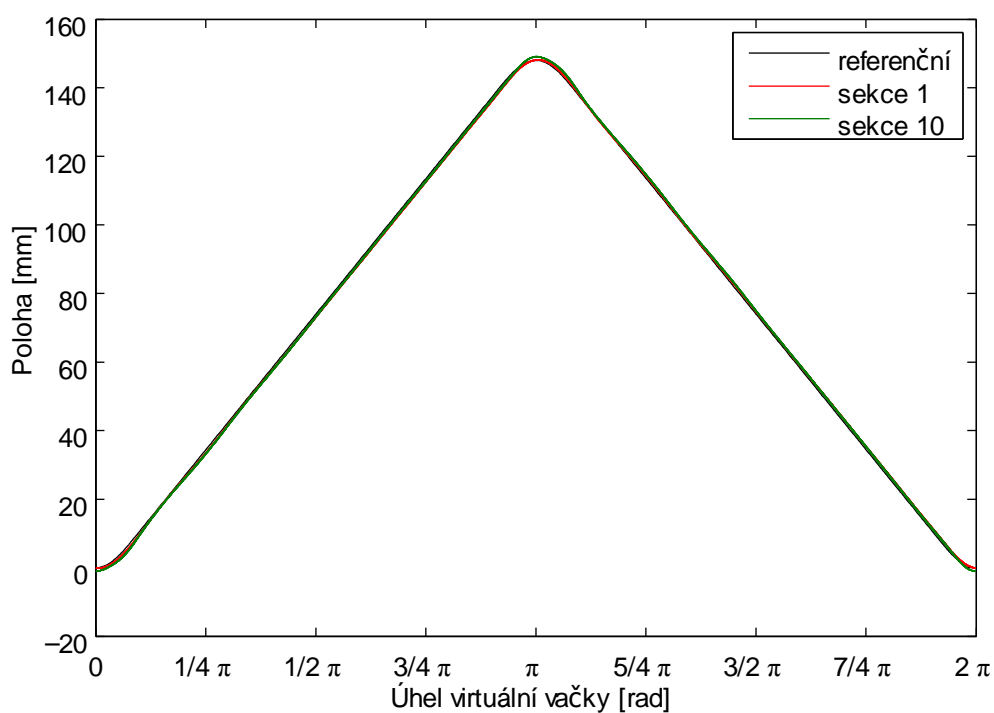
Obr. C.20: Průběh maximálního zdvihu podél tyče pro 150 zzpm - 20 sekci

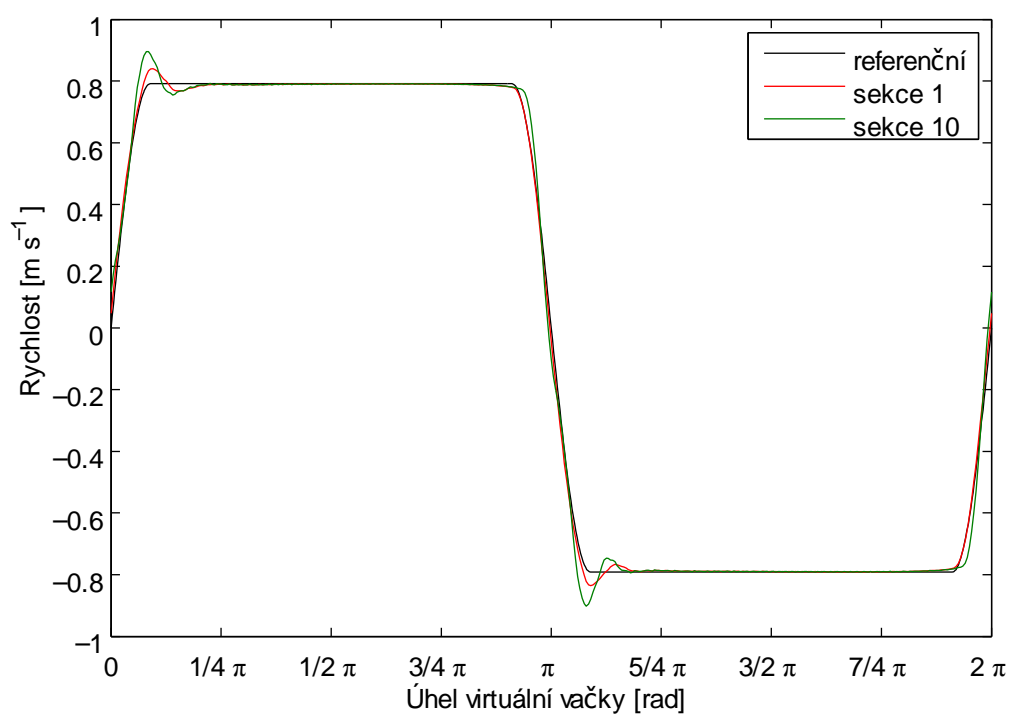


Obr. C.21: Srovnání zrychlení 1. sekce ze simulace a měření pro 150 zrpm

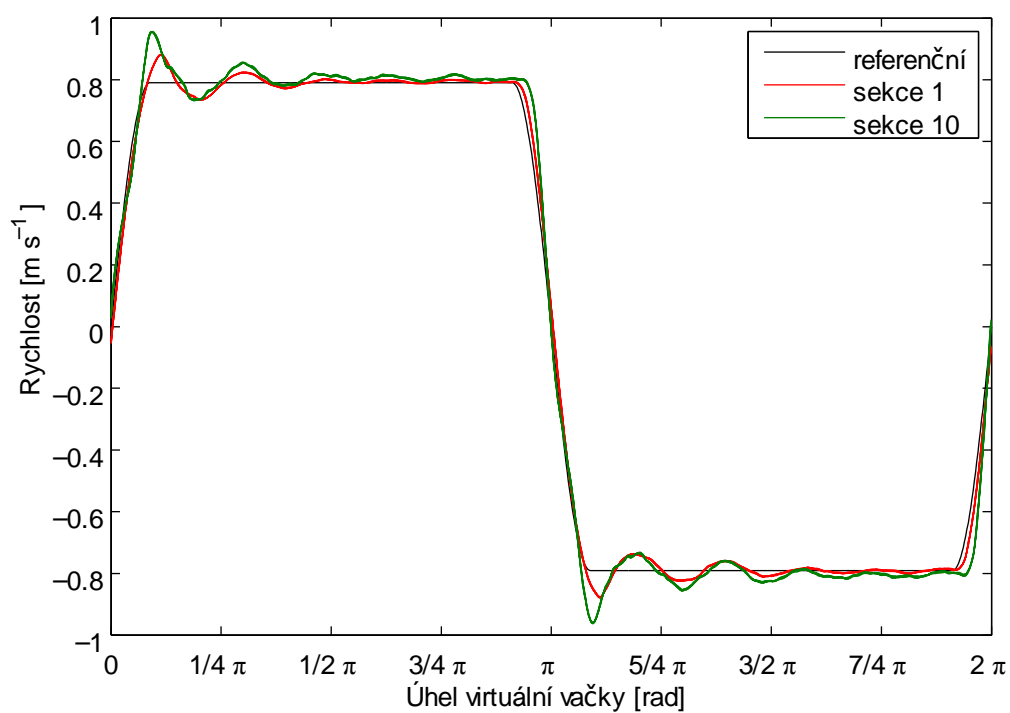


Obr. C.22: Srovnání zrychlení 20. sekce ze simulace a měření pro 150 zrpm

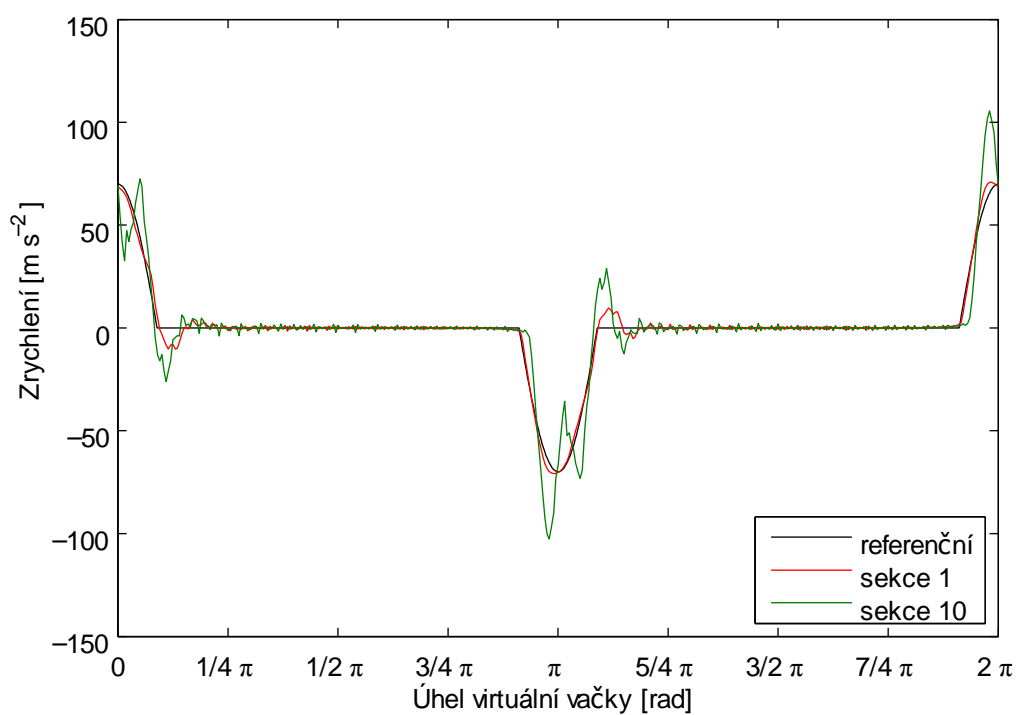
C.4 Dynamika konstrukce s nezávislými pohony*Obr. C.23: Průběh polohy ze simulace pro 150 zrpm - 10 sekci**Obr. C.24: Průběh polohy z měření pro 150 zrpm - 10 sekci*



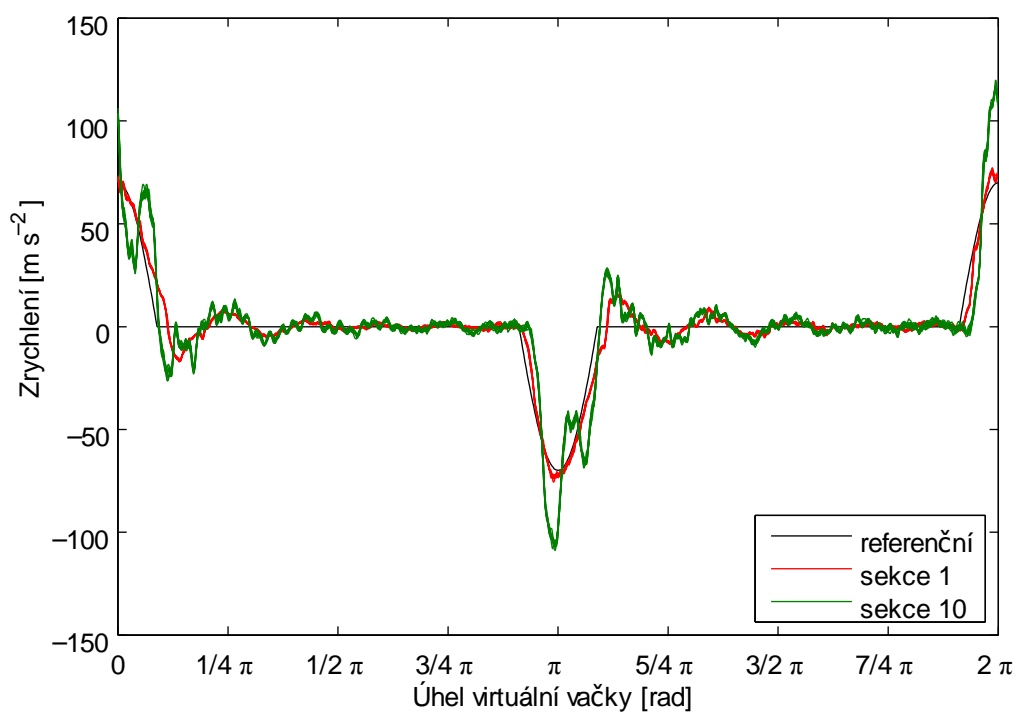
Obr. C.25: Průběh rychlosti ze simulace pro 150 zrpm - 10 sekci



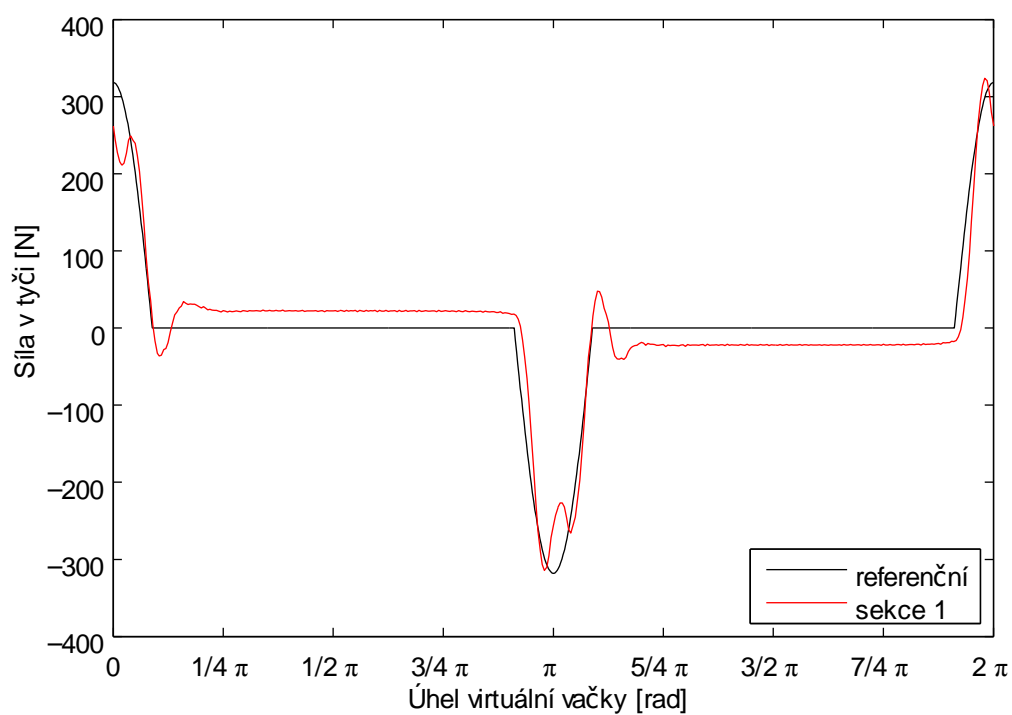
Obr. C.26: Průběh rychlosti z měření pro 150 zrpm - 10 sekci



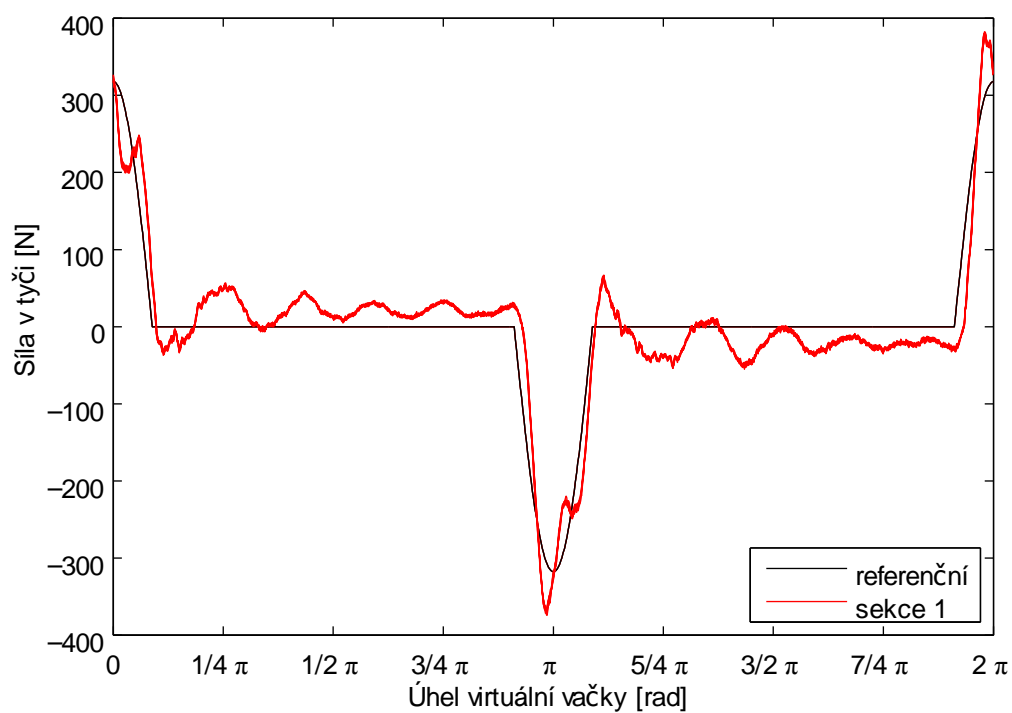
Obr. C.27: Průběh zrychlení ze simulace pro 150 zrpm - 10 sekčí



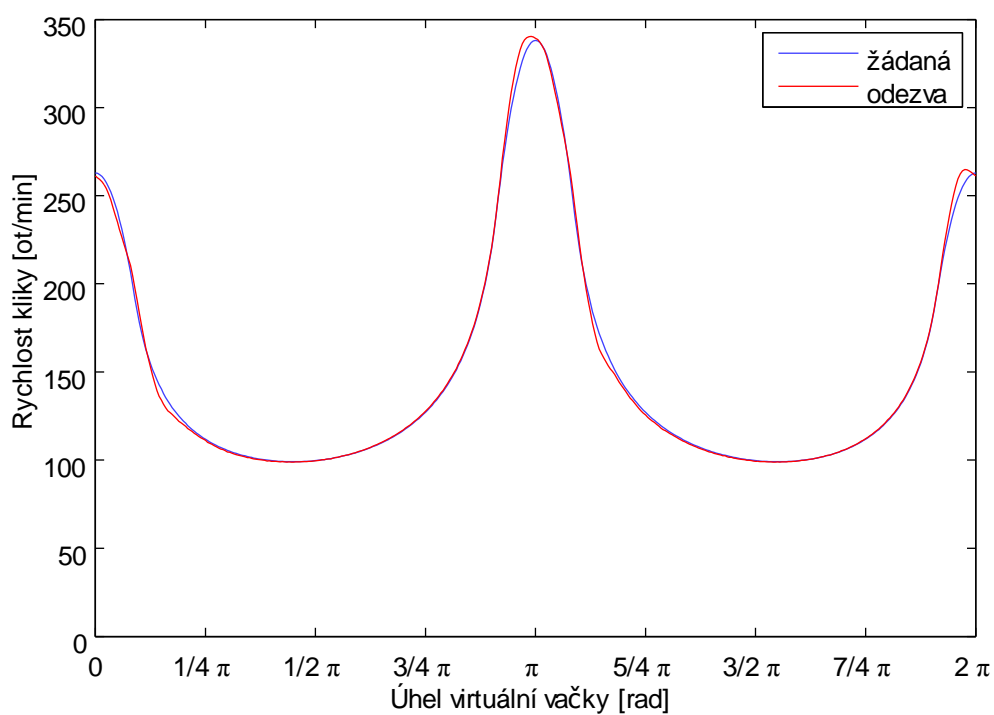
Obr. C.28: Průběh zrychlení z měření pro 150 zrpm - 10 sekčí



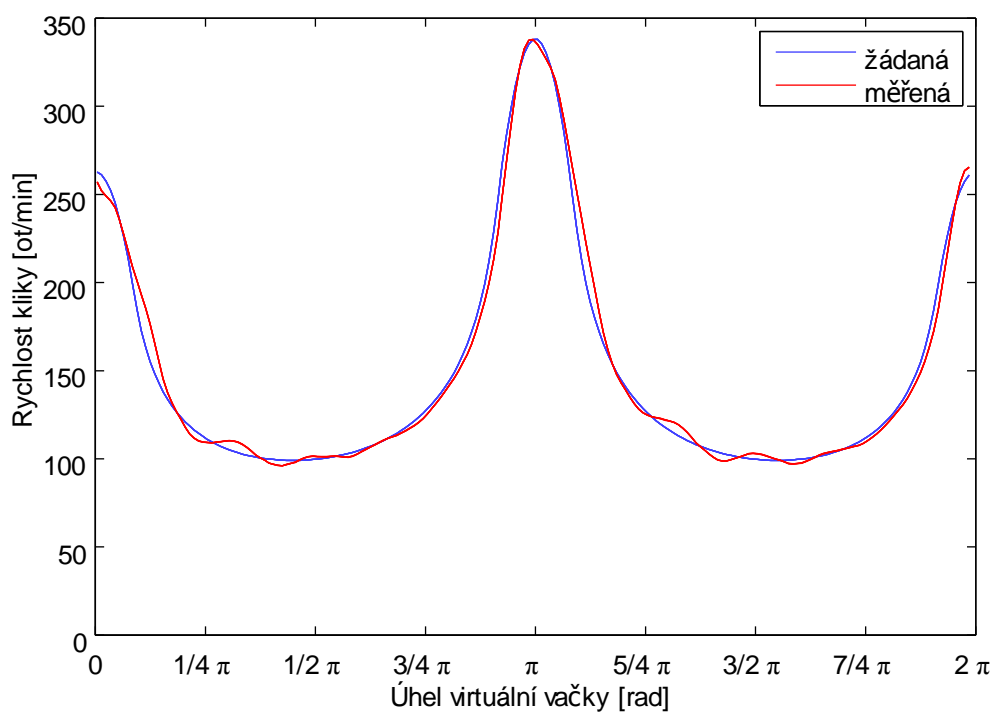
Obr. C.29: Průběh síly ze simulace pro 150 zrpm - 10 sekci



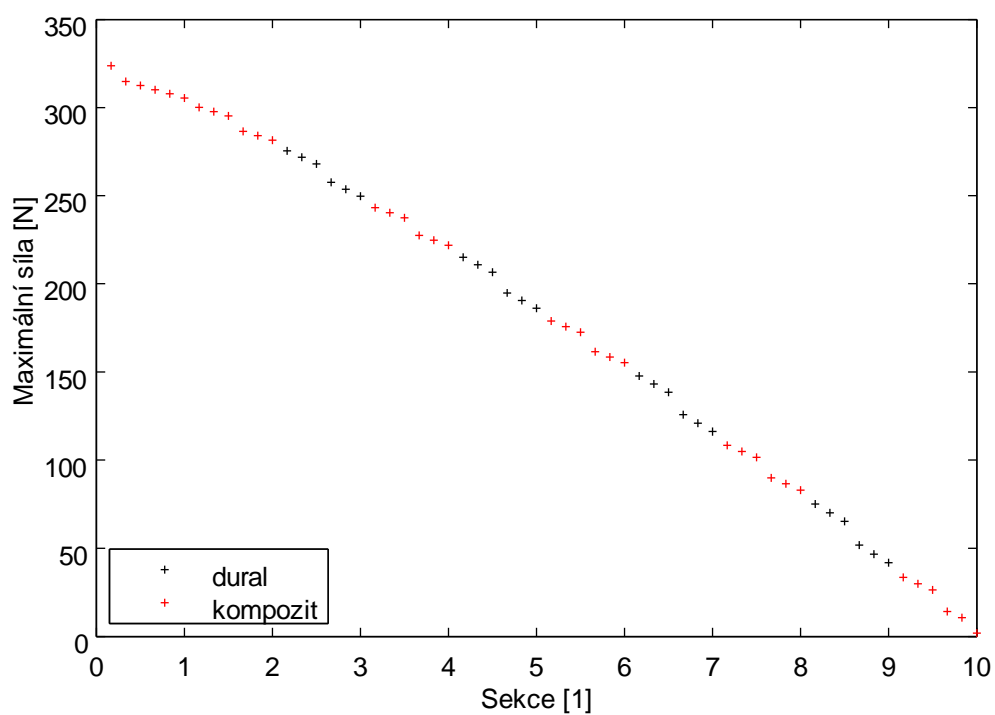
Obr. C.30: Průběh síly z měření pro 150 zrpm - 10 sekci



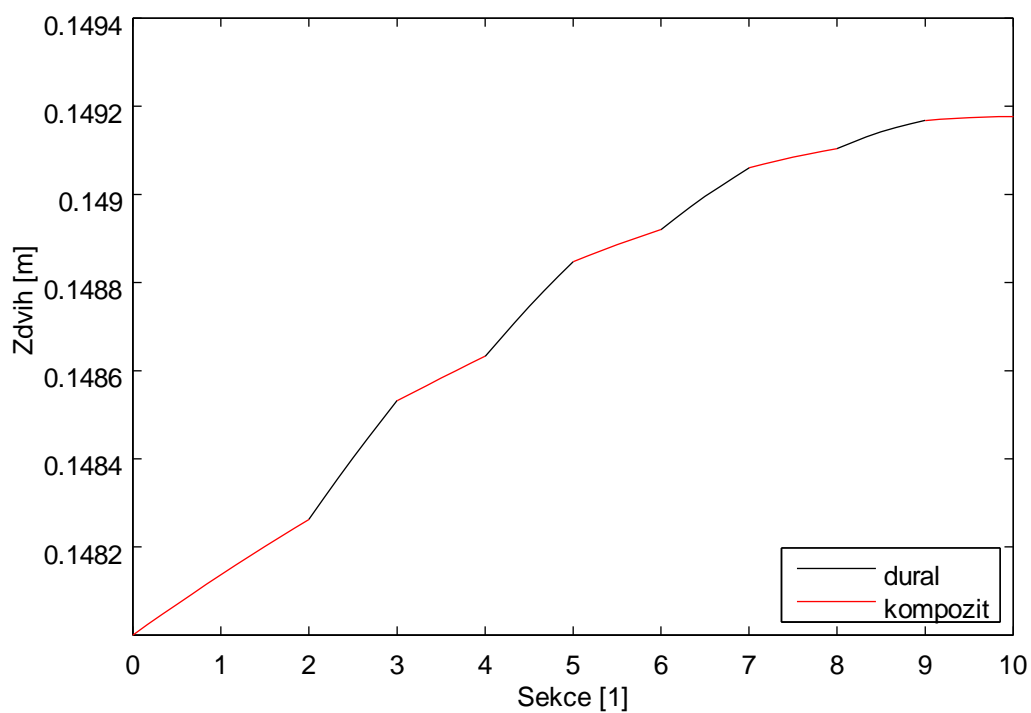
Obr. C.31: Průběh rychlosti kliky ze simulace pro 150 zrpm - 10 sekci



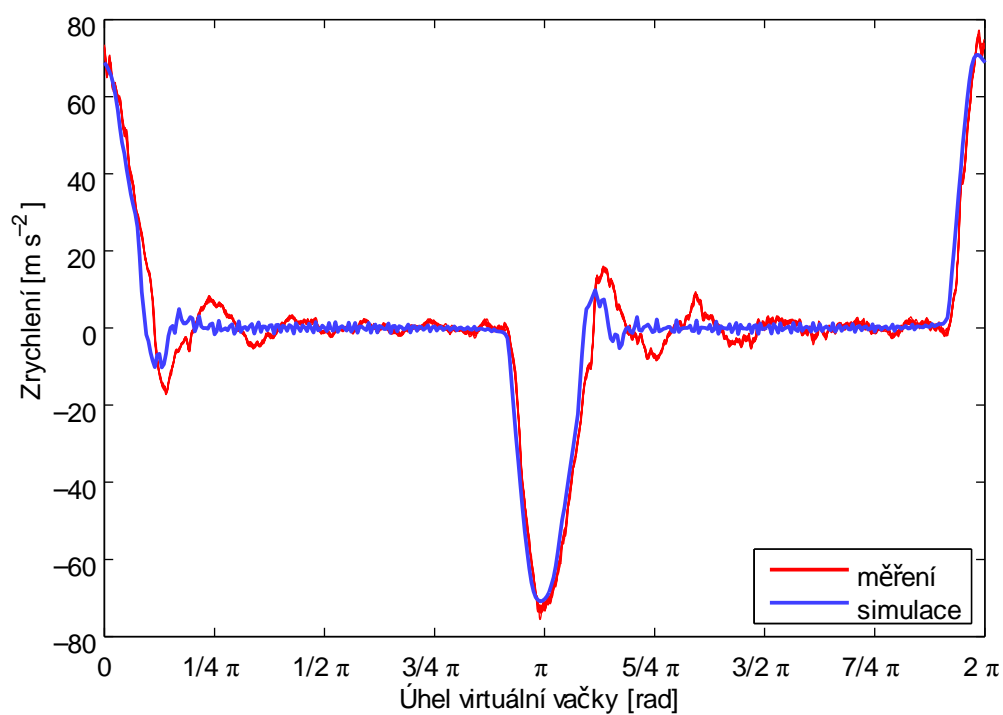
Obr. C.32: Průběh rychlosti kliky z měření pro 150 zrpm - 10 sekci



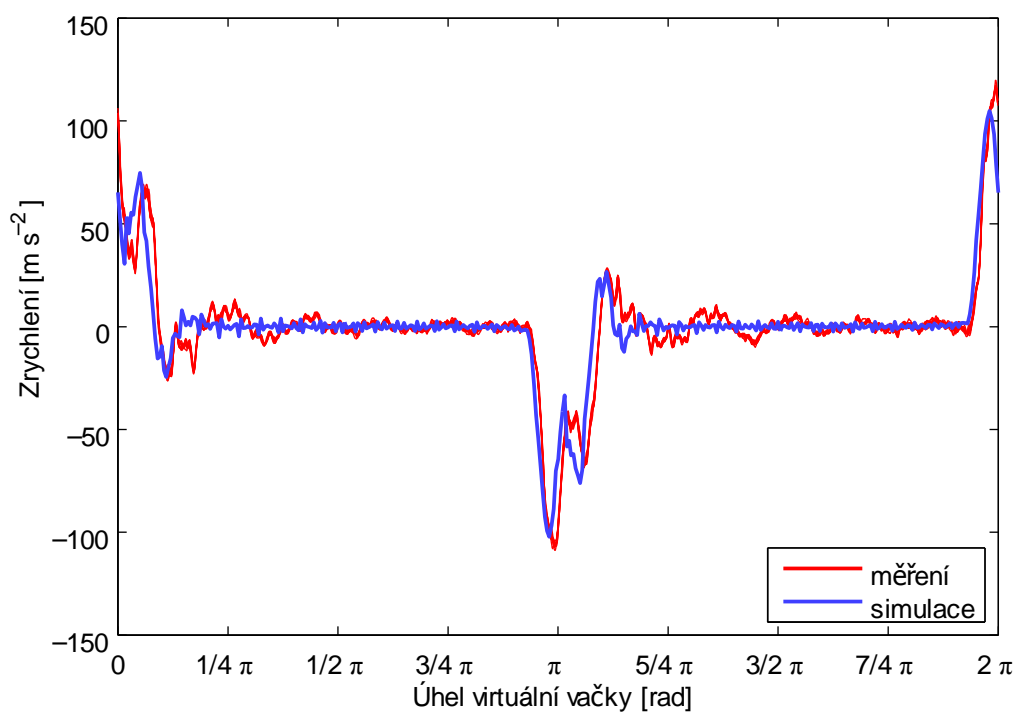
Obr. C.33: Průběh maximální síly podél tyče pro 150 zrpm - 10 sekci



Obr. C.34: Průběh maximálního zdvihu podél tyče pro 150 zrpm - 10 sekci



Obr. C.35: Srovnání zrychlení 1. sekce ze simulace a měření pro 150 zrpm



Obr. C.36: Srovnání zrychlení 10. sekce ze simulace a měření pro 150 zrpm

D Obsah CD

Přiložené CD obsahuje plný text disertační práce uložený v pdf souboru „disertacni_prace_zabka.pdf“.

Dále CD obsahuje matematický model uložený ve složce „matlab“. Prohlížení a spouštění modelu vyžaduje, aby byl na příslušném počítači Matlab nainstalován. Přitom sestavení a ověření matematického modelu bylo provedeno v Matlabu ve verzi 7.1 bez toolboxů. Všechny hlavní funkce lze spustit skriptem „start_matlab.bat“ (případně „start_matlab.m“).

Některé skripty lze spouštět i samostatně. Názvy skriptů, které jsou spustitelné, jsou vyznačeny na schématu B.1 zeleně. V případě, že jsou skripty spouštěny samostatně, je potřeba nejprve do Matlabu přidat cestu do složky „matlab/general“. V případě spouštění simulací v Simulinku je potřeba výpočty spouštět z místa s právem zápisu.

Typ publikace: disertační práce

Název: Mechatronický systém rozvádění příze

Autor: Ing. Petr Žabka

Školitel: prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.

Studijní program: P2302 Stroje a zařízení

Studijní obor: 2302V010 Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Textilní a oděvní stroje

Pracoviště: Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Fakulta strojní

Technická univerzita v Liberci

Studentská 2

461 17 Liberec

Czech Republic

www.kts.tul.cz

Rozsah: 84 stran textu

66 stran příloh

1 CD

Sazba: OpenOffice.org 3.0.0

Výtisk: e-book

Rok: 2013